

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Lamačka kolejnic

Rails Breaker

Student:

Bc. Miroslav Mach

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Mach**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Lamačka kolejnic
Rails Breaker**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh lamačky kolejnic sloužící ke zpracování vyřazených železničních kolejnic jako kovového odpadu. K pohonu využijte hydraulické pohony.

Výchozí parametry:

Min. délka nalámané kolejnice	400 mm
Max. délka nalámané kolejnice	800 mm
Čas jednoho cyklu	cca 10s

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení lamačky kolejnic,
- detailní konstrukční zpracování řešení lámací (pracovní) části lamačky včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] SÝKORA M. a kol. : *Výrobní stroje a zařízení pro zpracování odpadu.* Interní učební text VŠB-TU, 1996
- [4] KSANDR J., JOHN M. : *Zpracování ocelového amortizačního šrotu* , SNTL Praha 1983
- [5] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] LENERT J.: *Pružnost a pevnost I.* 1. vyd. - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- [7] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

[9] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního a § 60 – školní dílo.

beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3)

souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Bc. Miroslav Mach

17. Listopadu 1230/10

Kopřivnice

742 21

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Dr. Ladislavu Kovářovi, vedoucímu mé diplomové práce, za jeho celkový přístup ke mně jako studentovi, za jeho cenné rady, připomínky, ochotu a čas. A taky mé rodině, manželce, rodičům i dětem, za vytvoření pro mě, těch nejlepších podmínek k práci a stoprocentní podporu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MACH, M. *Lamačka kolejnic: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 104 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem lámacího stroje, který slouží ke zpracování starých použitých kolejnic tak, že je naláme na menší kusy a ty se poté snadněji recyklují. V úvodní části práce je zmiňován pojem kolejnice, technologie lámacího procesu i vybraní výrobci různých lámacích strojů. Vlastní návrh pak řeší různé varianty řešení a zabývá se stavební strukturou stroje. Na závěr jsou provedeny výpočty hlavních konstrukčních uzlů. Práce obsahuje příslušnou výkresovou dokumentaci.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MACH, M. *Rails Breaker: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015, 104 p. Thesis head: Kovář, L.

This thesis deals with design of breaking machine which processes old used rails so that the rails break off into smaller pieces and then the pieces of rails are recycled easily. The introductory part is mentioned concept of rail, breaks technology process and selected manufacturers of various breaking machines. In conclusion, the calculations are performed of the main structural nodes. Work includes relevant technical drawings.

OBSAH:

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	11
ÚVOD	17
1 KOLEJNICE	17
1.1 Tvary kolejnic	18
1.2 Materiály kolejnic	19
2 LÁMÁNÍ KOLEJNIC	22
2.1 Technologie lámacího procesu.....	22
2.2 Lamačky kolejnic	24
2.2.1 Lamačka kolejnic - Mistra	24
2.2.2 Lamač kolejnic – Schlüter maschinenfabrik.....	24
2.2.3 Lamač kolejnic – Eagle Claw - ZATO	25
2.2.4 The ArnoBreak R rail breaker	27
2.2.5 Zubový lamač kolejnic – Allied Gator	28
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH LAMAČKY KOLEJNIC	29
3.1 Požadavkový list	29
3.2 Stanovení koncepce konstrukčního návrhu	30
3.3 Lámací část lamačky	31
3.3.1 Určení hrubé stavební struktury lámací části lamačky	31
3.3.2 Vybrané varianty řešení	32
3.4 Dopravní část lamačky	33
3.4.1 Stanovení podavače lamačky	33
3.4.2 Určení hrubé stavební struktury podavače.....	33
3.5 Pracovní cyklus	35
4 STAVEBNÍ STRUKTURA LAMAČKY KOLEJNIC	37
4.1 Lámací část.....	37
4.1.1 Nosná kostra lamačky	38
4.1.2 Lámací sestava	39

4.1.3 Vrubovací sestava	40
4.1.4 Přidržovací sestava	41
4.2 Dopravní část	42
4.2.1 Stavba podavače	42
4.2.2 Hnací část podavače.....	42
4.2.3 Hnaná část podavače.....	43
4.2.4 Řetěz podavače	44
4.3 Obslužná část	44
5 VÝPOČTY KONSTRUKČNÍCH UZLŮ	45
5.1 Výpočet síly na zlomení kolejnice	45
5.1.1 Výpočet lámací síly	45
5.1.2 Stanovení přidržovací síly	47
5.1.3 Stanovení vrubovací síly.....	48
5.2 Kontrola čepů HV	50
5.2.1 Kontrola čepu na vrubovacím HV	50
5.2.2 Kontrola čepu na přidržovacím HV	51
5.2.3 Kontrola čepů na lámacím HV	52
5.3 Kontrola šroubů spojujících horní a spodní část lamačky	56
5.3.1 Určení provozní síly a velikosti šroubu	56
5.3.2 Výpočet tuhosti šroubu v tahu	58
5.3.3 Výpočet tuhosti přírub v tlaku	59
5.3.4 Kontrola předepjatého šroubu.....	61
5.4 Kontrola svaru bočnice	64
5.5 Kontrola horních výztuh	65
5.5.1 Kontrola horní přední výztuhy.....	65
5.5.2 Kontrola horní zadní výztuhy	68
5.6 Výpočet podavače	71
5.6.1 Dopravní výkon podavače	71

5.6.2 Výkon elektromotoru	71
5.6.3 Celkový odpor proti pohybu	71
5.6.4 Kontrola tažného sponového řetězu	73
5.6.5 Dimenzování řetězu na sílu	74
5.6.6 Kontrola bezpečnosti řetězu	76
5.7 Návrh převodovky	76
5.7.1 Volba elektromotoru	76
5.7.2 Stanovení parametrů převodovky	76
5.7.3 Zvolení elektropřevodovky	79
5.8 Kontrola lamače kolejnic MKP analýzou	80
5.8.1 Nastavení výpočtu a podmínek analýzy	81
5.8.2 Vyhodnocení výsledku	82
5.9 Určení průtoku a výkonu elektromotoru hydraulického agregátu	84
5.9.1 Výpočet maximálního hydraulického pracovního průřezu	84
5.9.2 Návrh elektromotoru dle vypočteného průtoku a výkonu	84
ZÁVĚR	86
LITERATURA	87
SEZNAM OBRÁZKŮ	89
SEZNAM TABULEK	91
SEZNAM PŘÍLOH	92

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Jednotka	Popis
a	[mm]	- jmenovitá délka
a_1	[mm]	- hloubka svaru
a_2	[mm]	- hloubka svaru
a_3	[mm]	- minimální hloubka svaru
a_4	[mm]	- hloubka svaru
a_{\max}	[m·s ⁻²]	- maximální zrychlení
b	[mm]	- jmenovitá délka, jmenovitá šířka, délka závitu šroubu v přírubě
c	[mm]	- jmenovitá délka
c_1	[-]	- bezpečnostní koeficient za nezahrnuté odpory a provozní prostředí
c_2	[-]	- bezpečnostní koeficient za nezahrnuté odpory
c_3	[-]	- koeficient za nezahrnuté hmoty
C_B	[-]	- bezpečnost řetězu
$c_{PŘ1}$	[N· mm ⁻¹]	- tuhost přírub v tlaku u průběžného šroub.spoje
$c_{PŘ2}$	[N· mm ⁻¹]	- tuhost přírub v tlaku u závrtného šroubového spoje
c_s	[N· mm ⁻¹]	- tuhost šroubu v tahu
c_{s1}	[N· mm ⁻¹]	- tuhost šroubu v tahu v průchozím šroub. spoji
c_{s2}	[N· mm ⁻¹]	- tuhost šroubu v tahu v neprůchozím šroub. spoji
č.v.	[-]	- číslo výkresu
D	[mm]	- průměr otvoru
D_1	[mm]	- roztečná kružnice
d_2	[mm]	- střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	- malý průměr závitu šroubu
D_d	[mm]	- průměr otvoru v přírubách
d_L	[mm]	- průměr pístu lámacího HV
$d_{Lhč}$	[mm]	- průměr horního lámacího čepu
$d_{Lsč}$	[mm]	- průměr spodního lámacího čepu
d_{Lmin}	[mm]	- minimální průměr pístu lámacího HV
d_{pL}	[mm]	- průměr pístnice lámacího HV
$d_{pPř}$	[mm]	- průměr pístnice přídržovacího HV

$d_{př}$	[mm]	- průměr pístu přidržovacího HV
$d_{přč}$	[mm]	- průměr přidržovacího čepu
$d_{přmin}$	[mm]	- minimální průměr pístu přidržovacího HV
d_{pVr}	[mm]	- průměr pístnice vrubovacího HV
d_{RED1}	[mm]	- redukovaný průměr trubky
d_{RED2}	[mm]	- redukovaný průměr trubky
D_{SK}	[mm]	- velikost šestihranu - utahovací klíč (šroub M30)
d_{Vr}	[mm]	- průměr pístu vrubovacího HV
$d_{Vrč}$	[mm]	- průměr vrubovacího čepu
d_{Vrmin}	[mm]	- minimální průměr pístu vrubovacího HV
E	[MPa]	- modul pružnosti
F	[N]	- síla
f	[-]	- součinitel smykového tření
F'_1	[N]	- Jansenova síla do výpustě
f_1	[-]	- součinitel tření; koeficient tření mezi řetězem a vodíci lištami rámu
f_2	[-]	- součinitel tření
F_{dyn}	[N]	- dynamická síla v řetězu
F_{iy}	[N]	- síly v ose y
F_L	[N]	- lámací síla
F_{Lmin}	[N]	- minimální lámací síla
F_{Lsk}	[N]	- skutečná lámací síla
F_{nap}	[N]	- napínací síla
F_o	[N]	- osová síla ve šroubu
F_P	[N]	- přítlačná síla; minimální síla řetězu
F_{P1}	[N]	- provozní síla
$F_{PŘ}$	[N]	- přítlačná síla
$F_{Př}$	[N]	- přidržovací síla
$F_{Přsk}$	[N]	- skutečná přidržovací síla
$F_{ř}$	[N]	- síla v řetězu
F_S	[N]	- síla ve šroubu
F_{Vr}	[N]	- vrubovací síla
F_{Vrsk}	[N]	- skutečná vrubovací síla
f_z	[-]	- součinitel smykového tření na závitu
g	[m·s ⁻²]	- tíhové zrychlení

G_k	[N]	- tíhová síla kolejnice
G_2	[N]	- tíha jedné větve řetězu včetně unášeců
h	[mm]	- výška hlavy matice M30
HV	[-]	- hydraulický válec
i	[-]	- počet zahrnutých šroubů
i_p	[-]	- převodový poměr
I_z	[m ⁴]	- kvadratický moment v ose y
K	[N]	- celkový odpor proti pohybu
k	[mm]	- výška hlavy šestihranného šroubu M30; bezpečnost proti prokluzu
K'	[N]	- odpory v pracovní větvi řetězu
K''	[N]	- odpory ve vratné větvi řetězu
K_1	[N]	- odpor při kluzném vedení řetězu
K_2	[N]	- odpor z tření na bočním vedení podavače
K_3	[N]	- odpor z trhání materiálu
k_3	[-]	- svarový koeficient pro svařovací metodu 111
K_4	[N]	- odpor z tření za vedení v lamačce
k_4	[-]	- svarový koeficient pro svařovací metodu 111
k_B	[-]	- koeficient bezpečnosti vzhledem k různým velikostem patek kolejnic
k_s	[-]	- koeficient statické bezpečnosti
k_{s2}	[-]	- koeficient statické bezpečnosti pro svary
k_{sz}	[-]	- zvýšený koeficient statické bezpečnosti - zahrnuje neznámý krut, předpětí, a přídatný ohyb
l	[mm]	- délka
l_1	[mm]	- síla patky bočnice
l_2	[mm]	- síla rámu podstavy
L_{Lmax}	[mm]	- maximální délka lámané kolejnice
L_B	[mm]	- maximální délka ramena momentu
l_{M1}	[mm]	- maximální délka ramena momentu
l_{M2}	[mm]	- maximální délka ramena momentu
L_L	[mm]	- délka lámané kolejnice od hrany zlomu
L_P	[mm]	- délka podavače
l_p	[mm]	- síla podložky
$l_{vč}$	[mm]	- velikost ramena momentu působícího na čep

L_{sB}	[mm]	- délka svaru na bočnici
L_{shpv}	[mm]	- délka svaru horní přední výztuhy
L_{shzv}	[mm]	- délka svaru horní zadní výztuhy
l_{ZM1}	[mm]	- úsek závitu na šroubu od podložky po konec závitu
l_{ZM2}	[mm]	- délka nezašroubovaného závitu na šroubu
$M_{2přmax}$	[N·m]	- skutečný maximální výstupní moment převodovky při záběrovém momentu
$M'_{2přmax}$	[N·m]	- maximální výstupní moment převodovky
$M'_{2př}$	[N·m]	- výstupní moment převodovky
$M''_{2př}$	[N·m]	- tabulkový krouticí moment na výstupu převodovky
m_h	[kg]	- urychlovací hmota
M_{iB}	[N·m]	- momenty k bodu B
M_{mjm}	[N·m]	- jmenovitý moment elektromotoru
M_o	[N·m]	- ohybový moment
M_{oFPL}	[N·m]	- ohybový moment přidržovací a lámací síly
M_{oFPV}	[N·m]	- ohybový moment přidržovací a vrubovací síly
M_{omax}	[N·m]	- maximální ohybový moment
M_{mz}	[N·m]	- záběrový moment elektromotoru
n	[-]	- velikost elementu
n_m	[ot·min ⁻¹]	- otáčky elektromotoru
n_p	[ot·min ⁻¹]	- výstupní otáčky převodovky
$n_{přsk}$	[ot·min ⁻¹]	- skutečné výstupní otáčky převodovky
P	[W]	- výkon elektromotoru hydraulického agregátu
P_p	[kW]	- potřebný výkon elektromotoru
p	[MPa]	- tlak
p_p	[MPa]	- pracovní tlak
p_{ps}	[MPa]	- snížený pracovní tlak
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	- průtok hydraulického obvodu
Q_p	[t·h ⁻¹]	- dopravní výkon podavače
R_{Ay}	[N]	- reakční síla
R_{By}	[N]	- reakční síla
R_e	[MPa]	- jmenovitá mez kluzu
R_m	[MPa]	- jmenovitá mez pevnosti
S	[mm ²]	- plocha průřezu
S_1	[-]	- provozní součinitel – faktor zatížení

S_2	[-]	- provozní součinitel – faktor plynulosti provozu
S_3	[-]	- provozní součinitel – faktor provozní doby
S_4	[-]	- provozní součinitel – faktor pohonu
S_{f2}	[m ²]	- pracovní průřez v 2. fázi pracovního cyklu
S_{f3}	[m ²]	- pracovní průřez v 3. fázi pracovního cyklu
S_{f4}	[m ²]	- pracovní průřez v 4. fázi pracovního cyklu
S_{f5}	[m ²]	- pracovní průřez v 5. fázi pracovního cyklu
S_k	[mm ²]	- plocha průřezu kolejnice
S_L	[mm ²]	- průřez pístu lámacího HV
S_{max}	[m ²]	- maximální prac. průřez v jedné fázi prac. cyklu
S_m	[-]	- provozní součinitel
$S_{př1}$	[mm ²]	- průřez redukované trubky
$S_{př2}$	[mm ²]	- průřez redukované trubky
S_{si}	[mm ²]	- zahrnuté průřezy
t	[-]	- rozteč řetězu
T_1	[N]	- síla v nabíhající větvi řetězu
T_2	[N]	- síla ve sbíhající větvi řetězu
y_T	[mm]	- vzdálenost od osy k těžišti kolejnice
v_o	[m·s ⁻¹]	- obvodová rychlost
v_P	[m·s ⁻¹]	- rychlost podavače
v_{HV}	[m·s ⁻¹]	- rychlost zdvihu hydraulických válců (HV)
W_k	[mm ³]	- modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	- modul průřezu v ohybu
W_{oSV}	[mm ³]	- modul průřezu v ohybu svaru
z	[-]	- počet zubů
α	[°]	- jmenovitý úhel
β	[-]	- koeficient bezpečnosti
η_p	[-]	- mechanická účinnost podavače
$\eta_{př}$	[-]	- mechanická účinnost převodovky
π	[-]	- matematická konstanta
ρ_k	[kg·m ⁻³]	- měrná hmotnost oceli
σ_{Dt}	[MPa]	- dovolené napětí v tahu
σ_o	[MPa]	- ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	- redukované ohybové napětí
σ_t	[MPa]	- napětí v tahu

σ_{vM}	[MPa]	- napětí dle von-Mises
$\sigma_{vM \max}$	[MPa]	- maximální napětí dle von-Mises
τ	[MPa]	- napětí v krutu
τ_{\perp}	[MPa]	- ohybové napětí ve svaru
τ_{\parallel}	[MPa]	- smykové napětí ve svaru
τ_D	[MPa]	- dovolené napětí – smykové
τ_{red}	[MPa]	- redukované smykové napětí
τ_s	[MPa]	- smykové napětí
φ'	[°]	- třecí redukovaný úhel
ψ	[°]	- úhel stoupání závitu
ψ'	[-]	- součinitel těsnosti
$\omega_{řk}$	[s ⁻¹]	- úhlová rychlost
Σ	[-]	- suma

ÚVOD

Ocel je nejpoužívanějším konstrukčním materiálem a v drtivé většině odvětví strojírenství je stále dosud nenahraditelná. Těžení železné rudy a vynakládání financí na výrobu nových slitin je však dnes příliš finančně vyčerpávající a proto převážně z ekonomických důvodů se ocel recykluje. Také je faktem, že ocel v průběhu procesu recyklace neztrácí téměř žádné ze svých vlastností a také proto se již recykluje víc než 150 let.

Tato práce se zabývá návrhem stroje na zpracování jednoho segmentu kovového odpadu vhodného k jeho recyklaci – vyřazených použitých kolejnic, které se v nalámané formě, kvůli snadnější manipulaci, očištění a rychlejší tavbě, postupně zpátky vrací do oceláren. Kolejnice, před vyřazením, musejí snést vysoké provozní zatížení, od železničních zařízení i od působení okolního prostředí, proto jsou vyráběny z vysoce pevnostních materiálů. Tento návrh se i touto okolností bude zabývat.

1 KOLEJNICE

Kolejnice je součást drážního svršku. Obvykle sestává ze dvou kolejnic, podélných ocelových pásů, které jsou od sebe vzdáleny o stanovený rozchod a upevněny na pražcích nebo na podkladovém panelu či desce.

Přenáší kolovou sílu a absorbuje podélné síly (rozjezdová a brzdová). Při průjezdu vozidla obloukem přenáší příčnou sílu, tzv. vodičí. Zajišťuje hladký pohyb železničního vozidla. Na elektrifikovaných tratích slouží jako vodič zpětného vedení. Tvoří kolejové obvody pro železniční zabezpečovací zařízení.

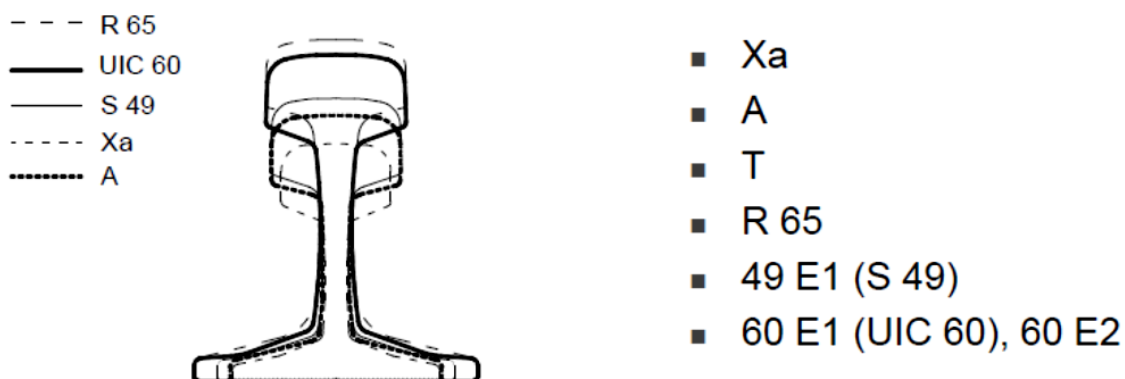
Kolejnice spolu s pražci, upevňovacími a drobným kolejivem tvoří kolejové pole. Kolejové pole v kolejovém loži tvoří železniční svršek.[1][2]

1.1 Tvary kolejnic

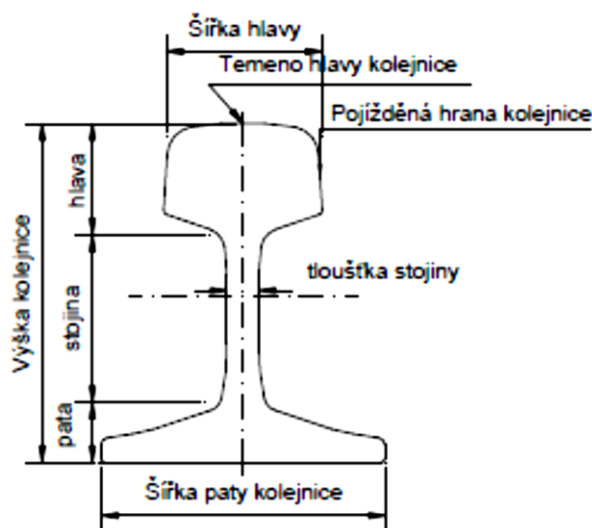
V železniční koleji se soustředilo užívání kolejnic na kolejnice širokopatní (obr. 2), v tramvajové koleji na stojinové žlábkové nebo blokové kolejnice (obr. 1). Mimoto se používají pro výhybkové konstrukce jazykové a srdcovkové kolejnice, blokové kolejnice u pevné jízdní dráhy a speciální kolejnice pro jeřábové dráhy (obr. 1).[3] Kolejnice je většinou tvořena hlavou kolejnice, stojinou a patou kolejnice (obr. 3).



Obr. 1: Tvary kolejnic [3]



Obr. 2: Tvary nepoužívanější – širokopatní kolejnice [3]



Obr. 3: Základní části kolejnice – Hlava kolejnice – Stojina – Pata kolejnice [3]

1.2 Materiály kolejnic

Ocel pro kolejnice musí vyhovovat speciálním požadavkům. Jsou to vysoká odolnost proti opotřebení, odolnost proti dynamickému namáhání včetně odolnosti proti rázům, proto se vyžaduje značná houževnatost a vysoká tvrdost, aby ocel byla odolná proti specifickým tlakům a aby se od pojíždění kol nerozválcovala. Dále má mít kolejnicová ocel schopnost zpevňování za studena, čímž se samočinně zvyšuje odolnost proti opotřebení.

Velmi důležitá je u kolejnicové oceli makro- a mikrostrukturní homogenita v celém průřezu. Ocel nemá vykazovat vnitřní ani povrchové vady, které mohou vest ke vzniku trhlin a předčasných lomům kolejnice.[4]

Jakost kolejnicové oceli je definovaná chemickým složením a mechanickými vlastnostmi (tab. 1), tj. pevnosti v tahu a nejnižší tažnosti. Základním kolejnicovým materiálem je ocel jakosti 900A. Tato jakost je srovnatelná s oceli 94 ČSD-Vk, toleranční rozpětí rozhodujících prvků je však menší. Kolejnice se zvýšenou odolností proti otěru, legované nebo tepelně zpracované, se použijí jen v případech extrémního pojíždění a musí se posoudit případný rozvoj kolejnicových vad. Kolejnice na modernizaci železničních koridorů mají jednotnou jakost 900 A.[4]

Tabulka 1: Mechanické vlastnosti kolejnic [4]

Značka oceli (jakost)	Pevnost v tahu R_m [MPa]	Nejnižší tažnost A_5 [%]
110 ČSD – VkMnCr	981 a výše	9
UIC 900 A	880 až 1030	10
95 ČSD – Vk	883 a výše	10
85 ČSD – Vk	834 až 882	11
75 ČSD	734 a výše	10

Chemické vlastnosti kolejnicové oceli (tab. 2) vyplývají ze složení použitého druhu železné rudy a ze způsobu výroby oceli. Pro mechanické vlastnosti kolejnicové oceli je důležitý obsah uhlíku. Se zvyšováním jeho množství se zlepšují vlastnosti kolejnic – tvrdost, pevnost a odolnost proti obrusu, současně ale stoupá křehkost. Vlastnosti kolejnicové oceli se zlepši přidáním legujících prvků, především manganu, niklu,

molybdenu, chromu aj. Často používaný mangan činí kolejnicovou ocel houževnatější, pevnější a odolnější proti obrusu.[4]

Tabulka 2: Chemické složení kolejnicové oceli (*)[%] [4]

Značka oceli	C*	Mn*	Si*	P*	S*	Cu*	Cr*	Ni*	Al*	Mo*	V*	Ti*	Sn*	Nb*	R _m [MPa]
700	0,40 0,60	0,80 1,25	0,05 0,35	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	max. 0,15	max. 0,10	max. 0,004	max. 0,02	max. 0,03	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	680-830
900 A	0,60 0,80	0,80 1,30	0,10 0,50	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	max. 0,15	max. 0,10	max. 0,004	max. 0,02	max. 0,03	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	880-1030
900 B	0,55 0,75	1,30 1,70	0,10 0,50	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	max. 0,15	max. 0,10	max. 0,004	max. 0,02	max. 0,03	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	880-1030
1100 CrMoV	0,60 0,80	0,80 1,30	0,30 0,90	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	0,80 1,30	max. 0,10	max. 0,004	0,10 0,20	0,04 0,06	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	min. 1080

Jedním z nejvýznamnějších výrobců kolejnic v ČR jsou Třinecké železárny. V tab. 3 jsou uvedeny hodnoty chemického složení a mechanických vlastností širokopatných kolejnic vyráběných v TŽ.

Podle již zmíněné tab. 3 je nejpevnější ocelí v TŽ na výrobu kolejnic ocel R320Cr. Tato ocel má uvedenou mez pevnosti R_m min. 1080 MPa a tvrdost ve středu pojezděné plochy c 320÷360 HBW. V tabulce 4 je možnost porovnat, jaká mez pevnosti kolejnice, podle různých zkoušek tvrdosti. V případě oceli R320Cr a její největší tvrdosti podle Brinella 360 HBW je nejvyšší mez pevnosti kolejnice cca R_m 1220 MPa (tab. 4). Proto jsem si ocel R320Cr vybral pro výpočty zatěžujících sil a hodnotu R_m 1220 MPa jako maximální mez pevnosti kolejnice.

Tabulka 3: Chemické složení a mech. vlastnosti širokopatných kolejnic dle TŽ [5]

Značka oceli		Hmotnostní %									10 ⁻⁴ % (ppm) max.		R _m min. MPa	Min. tažnost A %	Tvrdost ve středu pojižděné plochy c HBW
		C	Si	Mn	P max	S	Cr	Al max	V max	N max	O a	H b			
R220	tekutý	0,50/0,60	0,20/0,60	1,00/1,25	0,025	0,008/0,025	max 0,15	0,004	0,030	0,008	20	3,0	770	12	220/260
	tuhý	0,50/0,60	0,20/0,60	1,00/1,25	0,025	0,008/0,025	max 0,15	0,004	0,030	0,008	20	3,0			
R260	tekutý	0,62/0,80	0,15/0,58	0,70/1,20	0,025	0,008/0,025	max 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5	880	10	260/300
	tuhý	0,60/0,82	0,13/0,60	0,65/1,25	0,030	0,008/0,030	max 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5			
R320 Cr	tekutý	0,60/0,80	0,50/1,10	0,80/1,20	0,020	0,008/0,025	0,80/1,20	0,004	0,18	0,009	20	2,5	1080	9	320/360
	tuhý	0,58/0,82	0,48/1,12	0,75/1,25	0,025	0,008/0,030	0,75/1,25	0,004	0,20	0,010	20	2,5			
		Mo	Ni	Cu	Sn	Sb	Ti	Nb	Cu & 10 Sn		Ostatní				
R220,R260		0,02	0,10	0,15	0,030	0,020	0,025	0,01	0,35		0,35 (Cr+Mo+Ni+Cu+V)				
R320Cr		0,02	0,10	0,15	0,030	0,020	0,025	0,01	0,35		0,16 (Ni+Cu)				

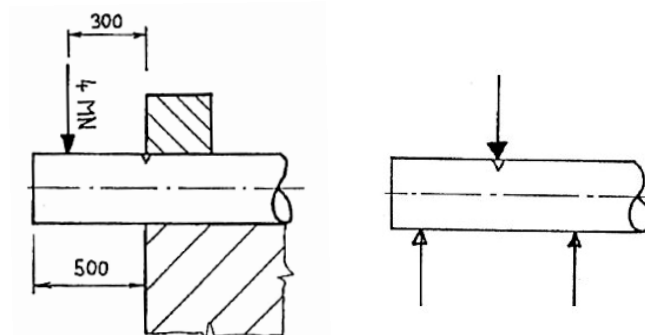
Tabulka 4: Porovnání tvrdosti podle Vickers-Brinell-Rockwell.

Tensile Strength Rm N/mm [MPa]	Vickers hardness HV	Brinell hardness HBW	Rockwell hardness HRC
770	240	228	20.3
800	250	238	22.2
835	260	247	24.0
880	275	261	26.4
900	280	266	27.1
930	290	276	28.5
950	295	280	29.2
995	310	295	31.0
1030	320	304	32.2
1060	330	314	33.3
1125	350	333	35.5
1115	360	342	36.6
1190	370	352	37.7
1220	380	361	38.8
1255	390	371	39.8
1290	400	380	40.8

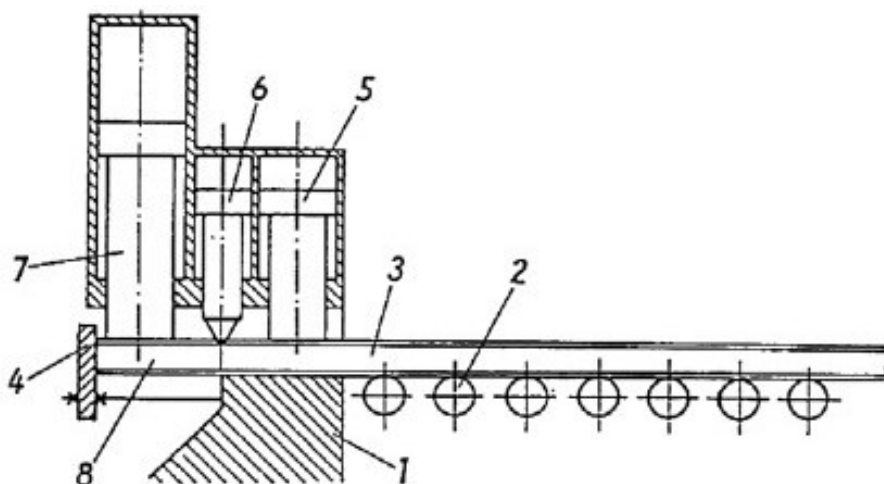
2 LÁMÁNÍ KOLEJNIC

2.1 Technologie lámacího procesu

Pro zdrobňování tvrdých a křehkých profilů a tyčí, ale zejména pro zdrobňování železničních kolejnic se využívají tzv. **lamače kolejnic**. Technologie lámání i princip zařízení je velmi jednoduchý (obr. 4 a 5). Stroj má obvykle 3 hydraulické, za sebou řazené válce s diferenciálními písty, opatřené různě tvarovanými razníky. Kolejnice jsou do stroje přiváděny válečkovým dopravníkem (2). Po zasunutí kolejnice (3) do stroje sjede píst prvního válce (5) dolů a pevně ji přidrží. Potom se posune dolů píst druhého válce (6), jehož razník je opatřen nasekávacím nožem, který vytvoří na povrchu upnuté kolejnice vrub. Další, zpravidla největší válec (7) pak kolejnici v místě vrubu odlomí. Celý postup se pak automaticky opakuje, až do rozlámání celé kolejnice. Normální lamače vyvíjí při lámání sílu $750 \div 1500 \text{ kN}$ a při lámání běžné železniční kolejnice mají výkon $6 \div 7 \text{ t/hod.}$ [6]



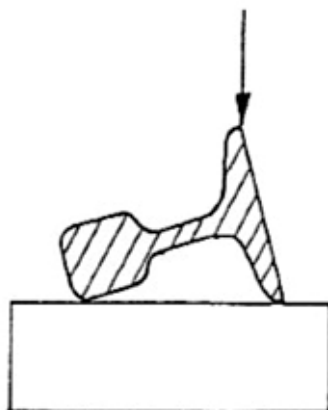
Obr. 4: Schéma technologie lámání. [7]



Obr. 5: Schéma principu lamače kolejnic.[7]

Legenda: 1 - rám stroje	4 - stavitelný doraz	7 - lámací válec
2 - válečkový dopravník	5 – přidržovač	8 - odlomená kolejnice
3 - lánané kolejnice	6 - vrubovací válec	

Kolejnice je zpravidla lámána v poloze „na boku“ (obr. 6). V místě vrubu je při zatížení kolejnice lámací silou největší koncentrace napětí, což umožňuje její snadnější zlomení.



Obr. 6: Vytvoření vrubu na patce kolejnice. [7]

Na vybraných šrotištích v ČR je v provozu lamač kolejnic značky Schlütter (obr. 7). [7]



Obr. 7: Provoz na šrotišti.[7]

Tabulka 5: Parametry lamače kolejnic Schlütter.[7]

Parametry	Lamač	Jednotky
Lámací válec – zdvih 300[mm]	750	kN
Přidržený válec – zdvih 200[mm]	630	kN
Příkon s dopravníky	39	kW
Výkon	7,7	t/hod
Spotřeba energie na lámání	4	kWh/t

2.2 Lamačky kolejnic

2.2.1 Lamačka kolejnic - Mistra

Lamačka kolejnic se používá k dělení kolejnic. Kolejnice musí být dostatečně křehké. Lámací funkce jsou automatické včetně podání materiálu.[8]

Tabulka 6: Technické parametry stroje Mistra. [8]

Parametry	Jednotky	Lamačka BREAKER
Max. lámací ohybový moment	kNm	300
Min. délka lámané kolejnice	mm	350
Max. délka lámané kolejnice	m	neomezeno
Počet zlomů	1/min	6
Příkon	kW	11
Rozměry	mm	2100 x 1650 x 2800
Hmotnost	kg	2200



Obr. 8: Lamačka kolejnic – Mistra [8]

2.2.2 Lamač kolejnic – Schlüter maschinenfabrik

Technologicky a ekonomicky nejvýhodnější alternativou k rozdrčení železničních tratí je lamač kolejnic. Náklady na tunu železničního šrotu jsou výrazně nižší při použití lamače kolejnic, než ty, které se zpracovávají odpadními nůžkami, nebo řezou plamenem a drtí železniční tratě ručně. Lamač kolejnic může být použit pro všechny běžné typy železničních tratí a bodových listů do hmotnosti 75 kg/m.[9]

Tabulka 7: Technické parametry stroje Schienenbrecher. [9]

Parametry	SB 100	Jednotky
Lámací síla	1000	kN
Síla přidržovače	550	kN
Výška průchodu	290	mm
Šířka průchodu	300	mm
Pohon	55	kW
Výkon	8	l/min
Délka lámané kolejnice	250÷1200	mm
Hmotnost	8200	kg



Obr. 9: Schienenbrecher SB 100 [9]

2.2.3 Lamač kolejnic – Eagle Claw - ZATO

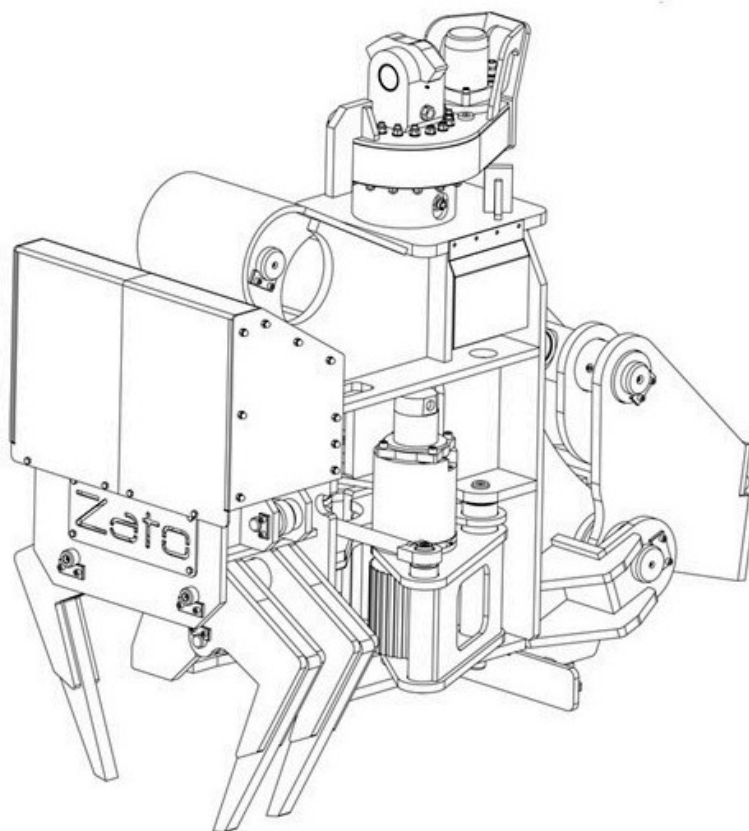
Lamač kolejnic řady Eagle Claw je ideálním řešením pro případy, kdy je nutné zmenšit rozměry tramvajových a jeřábových kolejnic nebo kalených či tvrzených tyčí. Prostor řezání, vnitřní prostor pro pohyb válců a vnitřní prostor rámu umožňují rychlou výměnu a jsou vyztuženy vyjímatelnými pevnými panely.

Lamač kolejnic lze namontovat jak na pevný podstavec, tak na bagr. Cyklus řezání lamače kolejnic je zcela automatický a je řízen programem PLC, který stanovuje délku dílů. Hlavní výhodou při použití tohoto typu zařízení je bezpochybně snížení nákladů za pracovní sílu spojenou s řezáním hořáky, což přináší i další výhody spojené s optimalizací

doby zpracování. A nesmíme zapomenout ani na úspory týkající se opotřebení a poškození zařízení, které jsou běžně používány pro tento typ zpracování.[10]

Tabulka 8: Technické údaje Eagle claw. [10]

Parametry	Eagle Claw	Jednotky
Hodinový výkon	7÷9	t/hod
Provozní tlak lámání	200	bar
Průtok oleje	250	l/min
Provozní tlak jiné funkce	150	bar
Průtok oleje jiné funkce	80	l/min
Hodinový výkon	7÷9	t/hod
Délka lámaného kusu	min. 250	mm
Hmotnost	3800	kg



Obr. 10: Lamač kolejnic – Eagle claw – ZATO [10]

2.2.4 The ArnoBreak R rail breaker

ArnoBreak R železniční lamač byl vyvinut pro efektivní zpracování železničních tratí a je k dispozici ve dvou verzích. Stacionární provedení umožňuje zpracování kolejnic až 120 metrů na délku. A k přímému použití na trati je mobilní verze, která je vybavena dieslovým motorem a nakládací hydraulickou rukou. Je možné účinně lámat kolejnice kolem 24 metrů dlouhé na délky 300÷1000 mm.

Mobilní železniční lamač je umístěn na teleskopickém návěsu a může být přemístěn na různou vzdálenost velmi rychle. Díky speciálnímu vrubovacímu a lámacímu procesu, jsou kolejnice děleny s minimálním opotřebením nástroje.[11]

Tabulka 9: Technická data ArnoBreak R. [11]

Parametry	125 S	125 M	Jednotky
Lámací síla	1250	1250	kN
Vrubovací síla	1250	1250	kN
Min. délka lámané kolejnice	300	300	mm
Max. délka lámané kolejnice	1000	1000	mm
Cyklus	>7	>7	s
Výkon	<10	<9	t/h
Hnací síla	22	22	kW
Zvýšená hnací síla	30	30	kW



Obr. 11: ArnoBreak R železniční lamač.[11]

2.2.5 Zubový lamač kolejnic – Allied Gator

Patentovaný zubový lamač kolejnic pracuje v součinnosti primárního zařízení, jako jeho nástavba - Cracker / Crusher Jaw Set. Snadno manipuluje, polohuje a láme těžké kolejnice. Jeho další výhodou je, že čisté odstranění betonu nebo asfaltu, které mohou být vázané na kolejnici. Výměnné ozubené šroubované segmenty lze změnit do 5 minut v několika konfiguracích zubů.

S cílem maximalizovat výkon v obou funkcích - praskání a drcení – Cracker / Crusher Jaw Set obsahuje čtyři typy vyměnitelných čepů na zubech možnosti určených k urychlenému přechodu mezi aplikacemi.[12]



Obr. 12: MT ® Series Multi-Tool a Rail Breaker Teeth [12]

Tabulka 10: Technické údaje nejmenšího a největšího typu nástavby. [12]

Model	MTR 5 C (Cracker/Crusher)	MTR 180 C (Cracker/Crusher)
Hmotnost	800 lbs. (360kg)	52000 lbs. (23140kg)
Otevření čelisti	18“	86“
Hloubka čelisti	12,5“	64“
Šířka přední čelisti	2,5“ Cracker – 4“ crusher	12“ Cracker – 17,5“ crusher
Síla na vrcholu	79 t. (790kN)	1730 t. (17MN)
Síla na špičce	24 t. (240kN)	500 t. (5MN)
Zavírací cyklus	1 s.	7 s.
Otevírací cyklus	2 s.	8 s.
Celkový cyklus	3 s.	15 s.
Rychlost otáček	nastavitelná	nastavitelná
Potřebný bagr (min)	5000 lbs. a vyšší	250000 lbs. a vyšší

ERGONOMIE: - Vysoká stabilita – bezpečnost proti převržení - Bezpečnost proti poranění	x x	
VZHLED: - Uspokojivý tvar - Povrch: odolný proti povětrnostním vlivům		x x
DISTRIBUCE A MANIPULACE: - snadné přemísťování		x
PŘEDPISY A NORMY: - bez porušení patentových práv - dle předpisů a norem vydaných pro daný druh stroje	x x	
EKONOMIE: - s ohledem na výrobní náklady		x

3.2 Stanovení koncepce konstrukčního návrhu

Jak už jsem zmínil v úvodu kapitoly 3, výrobci lámacích zařízení se ubírají, v jejich řešení, v podstatě dvěma koncepcemi. Každá koncepce má své klady a zápory, jakožto i rozdílné dílčí konstrukční uzly, které mohou mít více variant. V této kapitole jsem koncepcí podrobil srovnání vybranými kritérii s ohledem na zadání diplomové práce a požadavkový list a vlastní úsudek. Stanovenou koncepcí jsem se pak ubíral v mém konstrukčním návrhu.

Tabulka 12: Volba konstrukční koncepce.

	KONCEPCE 1	KONCEPCE 2
Kritéria	Samostatný stroj	Nástavba k primárnímu stroji
Výrobní náklady	2	4
Provozní náklady	4	2
Složitost konstrukce	3	4
Pracovní samostatnost	5	1
Multifunkčnost a mobilita	1	4
Výkonnost zařízení	3	3
Náročnost na obsluhu	4	2
Vyhodnocení	22	20

Vyhodnocení je uzpůsobeno tak, že každé kritérium je ohodnoceno známkou 1 ÷ 5, přičemž vyšší známka znamená její optimálnější řešení. Nejvyšší celkový součet známek se rovná výhodnější varianta řešení.

Protože jsou dané koncepce konstrukčně zcela rozdílné, snažil jsem se, při výběru i hodnocení samotných kritérií, nahlížet na dané varianty ze širokého záběru. Největší předností nástavby je její mobilita, ale ikdyž bylo vyhodnocení velmi těsné, rozhodující faktor v neprospěch nástavby pro mne byl, že nemůže pracovat bez primárního zařízení a je nutno jej zajistit pro provoz nástavby, což jsou náklady navíc. Naopak výroba samostatně pojatého stroje je jistě nákladnější a konstrukčně složitější, ovšem schopnost pracovní samostatnosti je jeho nespornou výhodou.

3.3 Lámací část lamačky

3.3.1 Určení hrubé stavební struktury lámací části lamačky

Hrubou stavební strukturu jsem určil pomocí morfologické matice. Varianty řešení hlavních konstrukčních uzlů a funkcí, vyznačené v tab. 13, jsou průřezem variant řešení z literární rešerše (viz DP) a patentové rešerše, kterou jsem vytvořil v rámci Konstrukčního cvičení III. v zimním semestru.

Tabulka 13: Hrubá stavební struktura / morfologická matice lamačky.

Dílčí funkce	Funkční principy / Orgány – nositelé funkcí				
	1	2	3	4	5
Technologie lámání	Lámání s pevnou podporou	Lámání bez pevné podpory			
Proces lámání	Pomocí vrubu	Bez vrubu			
Druh lámání	Hydraulický	Mechanický	Pneumatický	Elektrický	Kombinovaný
Procesní přidržení kolejnice	Pomocí přidržovače	Pomocí opěry konstrukce stroje	Bez přidržení	Svěrné přidržení	
Odvod kolejnic	Skluz do kontejneru, na dopravník	Pomocí jiného zařízení			

3.3.2 Vybrané varianty řešení

Výběr optimální varianty řešení je stejný jako u stanovení konstrukční koncepce. Vybral jsem tři varianty řešení hlavních konstrukčních uzlů a podrobil je svému hodnocení.

Tabulka 14: Varianty řešení hlavních uzlů lamačky.

Dílčí funkce	Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3	
Technologie lámání	Lámání s pevnou podporou	5	Lámání s pevnou podporou	5	Lámání s pevnou podporou	5
Proces lámání	S vrubem	5	Bez vrubu	3	S vrubem	5
Druh lámání	Hydraulický	5	Hydraulický	5	Hydraulický	5
Procesní přidržení kolejnice	Pomocí přidržovače	3	Pomocí opěry konstrukce stroje	3	Svěrné přidržení	2
Odvod kolejnic	Skluz do kontejneru, na dopravník	5	Skluz do kontejneru, na dopravník	5	Pomocí jiného zařízení	2
Vyhodnocení	23		21		19	

Při hodnocení variant jsem se nejvíce soustředil na dvě dílčí funkce, které se mi zdají nejpodstatnější, proces lámání a přidržení kolejnice. Hlavní priorita u mne byla využít vrubování u lámacího procesu, jelikož tato varianta snižuje podíl lámací síly i přidržovací síly, pokud je použit přidržovač. U funkce přidržení kolejnice využití přidržovače zvyšuje nároky na hydraulický systém a zástavbu přidržovacího hydraulického válce (HV) do konstrukce. Použití konstrukci lamačky jako opěry proti lámacímu momentu zase zvyšuje nároky na tuhost konstrukce lamačky při lámacím procesu.

Obě varianty řešení, u funkce přidržení kolejnice (zajištění kolejnice proti lámací síle), mají svá opodstatnění a jsou vhodná pro konstrukční řešení.

3.4 Dopravní část lamačky

3.4.1 Stanovení podavače lamačky

Bez dopravního zařízení by většina lamaček nemohla fungovat. Dopravníky (podavače) zajišťují plynulost chodu, zvyšují produktivitu, nebo určují dávkování. Výrobci lamaček používají pro své stroje různé druhy dopravního zařízení, nejčastěji však válečkové, nebo řetězové podavače.

Při stanovení druhu podavače pro lámací zařízení, jsem zvolil obecné kritéria, podle kterých jsem porovnával tři druhy předpokládaných podavačů dle patentové a literární rešerše (řešeno v KCIII. v zimním semestru a v Diplomovém projektu v letním semestru).

Tabulka 15: Stanovení druhu podavače

Kritéria	Pásový dopravník	Válečkový dopravník	Řetězový dopravník
Složitost konstrukce	4	3	4
Nákladovost zařízení	4	3	4
Odolnost proti opotř.	1	3	4
Montáž. hledisko	4	2	3
Energ. náročnost	3	2	3
Údržba zařízení	4	2	4
Vyhodnocení	20	15	22

Pro konstrukční návrh manipulačního zařízení jsem vybral řetězový dopravník (podavač).

3.4.2 Určení hrubé stavební struktury podavače

Hrubou stavební strukturu podavače jsem stanovil pomocí morfologické matice. Varianty řešení hlavních konstrukčních uzlů a funkcí jsou vyznačené v tab. 16.

Tabulka 16: Hrubá stavební struktura / morfologická matice podavače.

Dílčí funkce	Funkční principy / Orgány – nositelé funkcí			
	1	2	3	4
Řetězový podavač	Článekový	Redlerový	Hřeblový	
Pohon	Elektrický	Hydraulický	Pneumatický	
Přenos pohonu	Nepřímý	Přímý		
Převodovka	Bez	Mechanická	Jiná než mechanická	
Regulace otáček	Bez regulace	S regulací		
Konstrukce rámu	Odlitek	Svařenec	Polotovary (nakup. díl)	Vývalek

Při výběru optimální varianty jsem vycházel z ekonomického a konstrukčního hlediska a důvod, kvůli kterému jsem se rozhodl pro Variantu 1 je, že článkový podavač je již využit v řešení lamače kolejnic ArnoBreak R (obr. 13) a redlerový (i hřeblový) je pro podávání kolejnic nezvyklý. Výběr optimální varianty je uveden v tab. 17.

Tabulka 17: Varianty řešení hlavních uzlů podavače.

Dílčí funkce	Varianta 1		Varianta 2	
Řetězový podavač	Článekový	4	Redlerový	2
Pohon	Elektrický	5	Elektrický	5
Přenos pohonu	Nepřímý	3	Přímý	4
Převodovka	Mechanická	4	Bez	5
Regulace otáček	Bez regulace	3	S regulací	5
Konstrukce rámu	Svařenec	5	Odlitek	1
Vyhodnocení	24		22	



Obr. 13: Řetězový – článkový podavač Arnobreak R. [11]

3.5 Pracovní cyklus

Pracovní cyklus lamačky (viz tab. 18) kolejnic je nastaven dle zadání DP. V zadání je minimální délka lámané kolejnice 0,4 m, maximální 0,8 m a pracovní cyklus cca 10 s. Rychlost podavače, který určuje svým pojezdem dávkování tzn. délku lámané kolejnice, jsem zvolil na konstantní rychlost 0,2 m/s. Z toho vyplývá, že čas pojezdu podavače je v mezích od 2 do 4 s. Také rychlost zdvihu HV je konstantní. Abych zachoval pracovní cyklus dle zadání (cca 10s.), zbylo na čtyři cykly zdvihů HV 7 s, tzn. rychlost zdvihů 0,075 m/s.

Tabulka 18: Pracovní cyklus lamačky v jednotlivých fázích.

Fáze cyklu	Podavač (0,4÷0,8 m)	Přidržovací HV (0,12 m)	Vrubovací HV (0,1 m)	Lámací HV (0,15m)	Čas cyklu
1	Pojezd	-	-	-	2÷4 s
2	-	Píst	-	-	1,6 s
3	-	-	Píst	-	1,33 s
4	-	-	Plunžr	Píst	2 s
5	-	Plunžr	-	Plunžr	2 s
Cyklus	0,92÷1,32 m				9÷11 s

Stanovené hodnoty z pracovního cyklu:

v_P - rychlost podavače

$v_P = 0,2 \text{ [m/s]}$

v_{HV} - rychlost zdvihu HV

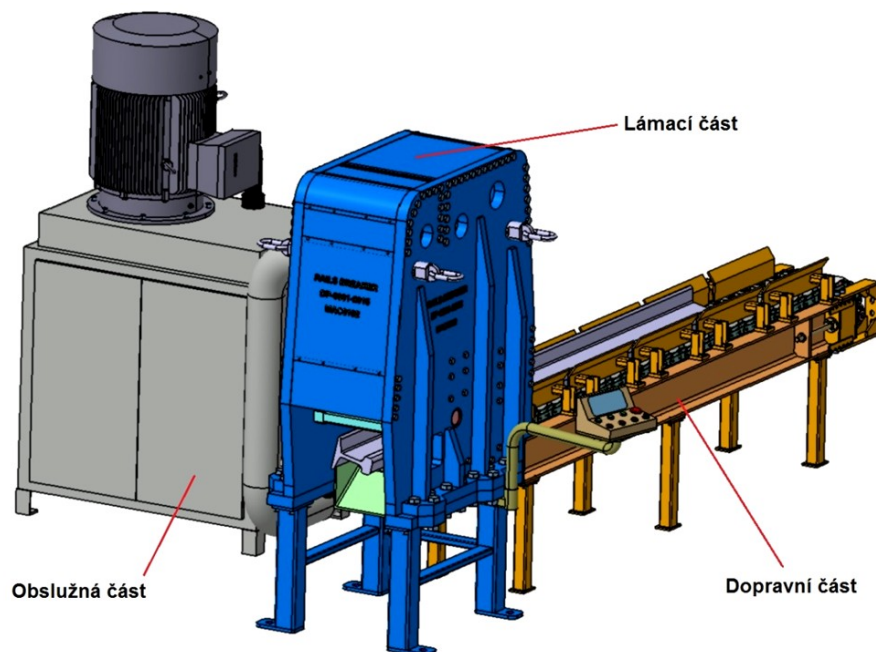
$v_{HV} = 0,075 \text{ [m/s]}$

Celý pracovní cyklus v jednotlivých fázích:

- 1. fáze** – podavač přiveze kolejnici v určené lámací délce (dle nastavení)
- 2. fáze** – přidržovač stlačí kolejnici přidržovací silou a drží ji
- 3. fáze** – vrubovač se zatlačí do kolejnice cca 10 mm (dle nastavení)
- 4. fáze** – vrubovač se vrací do původní polohy a lamač začne působit lámací silou
na kolejnici do maximálního zdvihu
- 5. fáze** – přidržovač i lamač se vrací do původní polohy

4 STAVEBNÍ STRUKTURA LAMAČKY KOLEJNIC

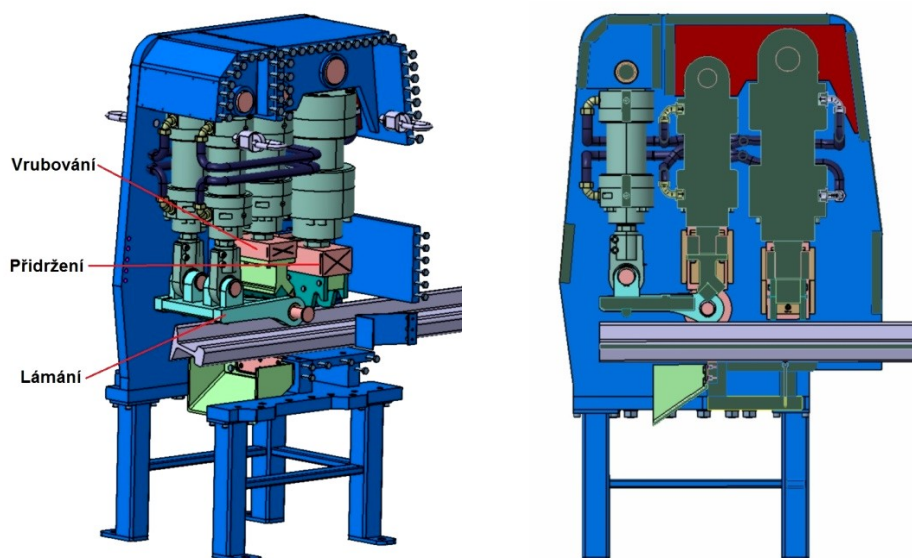
Pohled na kompletní model lamačky kolejnic (obr. 14), (č.v. MAC0152-2015-01).



Obr. 14: Lamačka kolejnic.

4.1 Lámací část

V této části lamačky se provádí celý lámací proces od přidržení kolejnice, její vrubování až po konečné zlomení (č.v. MAC0152-2015-02). Tato kapitola představí její hlavní konstrukční uzly.



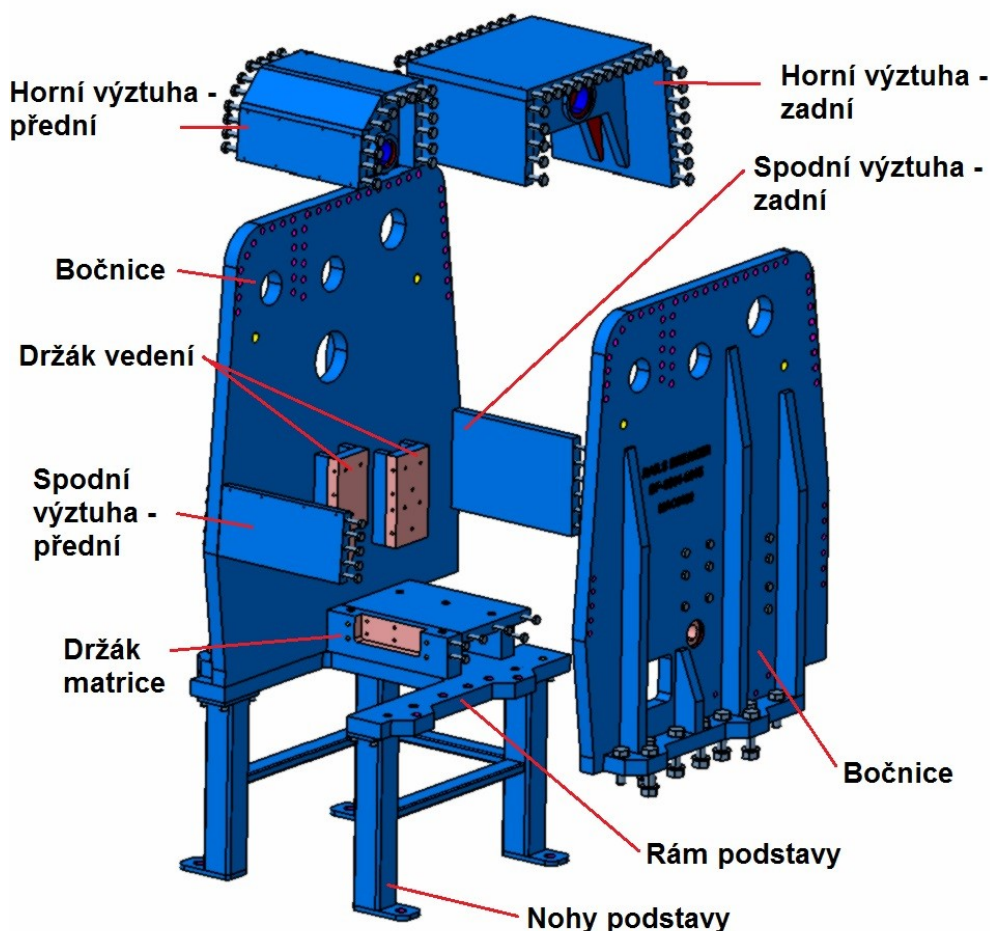
Obr. 15: Lámací část – vnitřní pohled a podélný řez.

4.1.1 Nosná kostra lamačky

Nosná kostra lamačky (obr. 16) (č.v. MAC0152-2015-02) je pojata tak, že všechny samostatné pozice jsou k sobě spojeny pomocí šroubů. Dílčí části pozic jsou k sobě svařeny. Hlavní části kostry jsou dvě bočnice, které jsou mezi sebou spojeny prostřednictvím výztuh, dvěma spodními a dvěma horními, na těch jsou zavěšeny hydraulické válce (HV). Na horní přední výztuze je zavěšen lámací HV, na horní zadní výztuze jsou zavěšeny vrubovací a přidržovací HV. Bočnice jsou vyztuženy třemi žebry, pod kterými je patka, která spojuje bočnice s rámem podstavy neboli horní nosnou část se spodní částí. K bočnicím jsou taktéž připojeny držáky vedení, k těm jsou po bocích a z čela přišroubovány kluzné a vodící desky, které zajišťují přímočarý pohyb vrubovacích a přidržovacích částí.

K rámu podstavy je shora připojen držák matrice, do něho je přišroubována matrice a ze spodní nohy lamačky. K držáku matrice jsou z boku připojeny ještě bočnice.

Kostra lamačky musí snést, jak vlastní tíhu, tak zátěž z přidržovací a lámací síly, které jsou největší silou působící na kostru dohromady. Tato síla působí ve směru os šroubů spojujících horní a spodní část lamačky.

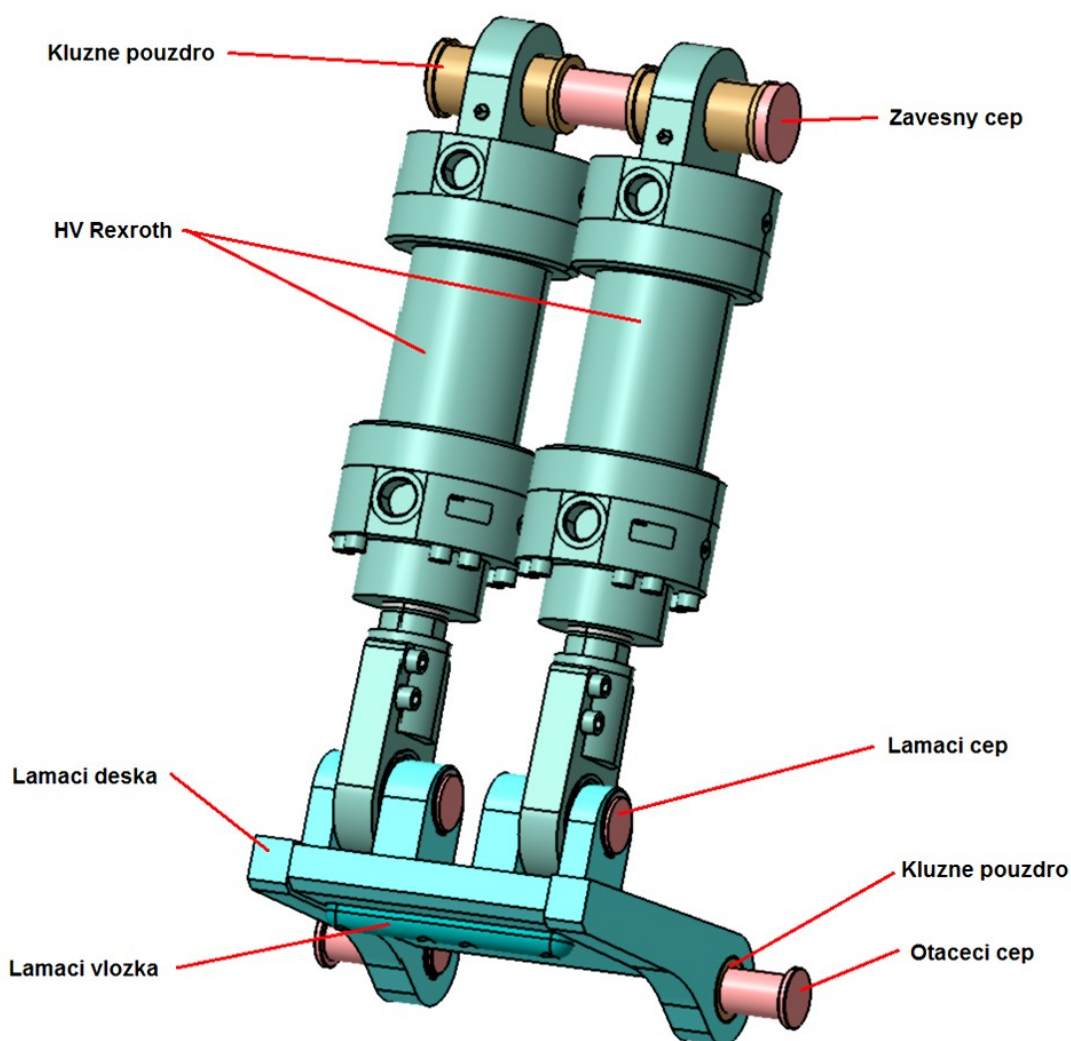


Obr 16: Části kostry lamačky.

4.1.2 Lámací sestava

Stavba a funkce lámací sestavy (č.v. MAC0152-2015-02) je taková, že nahoře na čepu zavěšené HV jsou dole uchycené v lámací desce (č.v. MAC0152-2015-03), ve které je ze spodu připevněná lámací vložka (č.v. MAC0152-2015-04). V desce jsou po boku vložena pouzdra a v nich jsou přes bočnice umístěny otáčecí čepy (viz obr. 17).

Při pohybu pístů lámacích HV se pístnice vysunou, deska se otočí na čepích a lámací vložkou tlačí do kolejnice, až praskne. Vložka je při kontaktu s kolejnicí zaoblená, protože při otočení nebude tláčit do jednoho místa. Parametry HV a výkresová dokumentace viz příloha C.

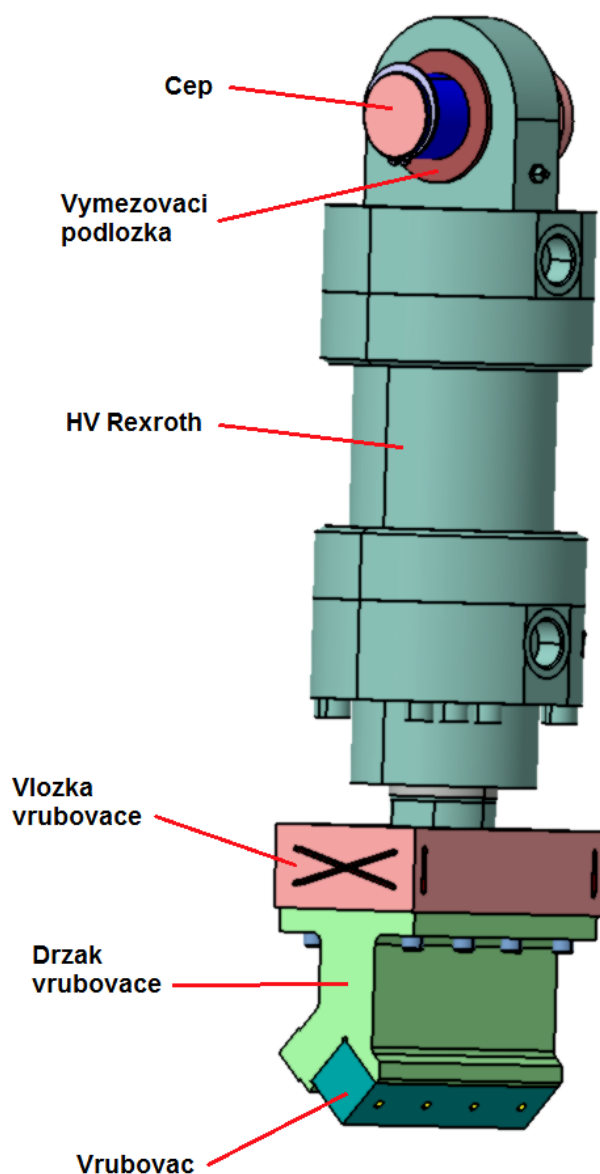


Obr. 17: Lámací sestava.

4.1.3 Vrubovací sestava

Vrubovací sestava (viz obr. 18) (č.v. MAC0152-2015-02) se skládá z HV, který je zavěšen na čepu uloženém v horní zadní výztuze, vymezovací podložky jsou na čepu umístěny proto, že přídržovací HV je v daném místě širší, než vrubovací a oba jsou zavěšeny na stejné výztuze. Dole je k HV připevněna vložka vrubovače, k ní ze spodu držák a k držáku je připevněn vrubovač. Každá hrana vrubovače (mírně zaoblená) je funkční. vrubovačem je možné dle stavu opotřebení otáčet o 90°.

Funkce vrubovače je taková, že při zdvihu pístu HV se vložka přímočaře pohybuje, vedena v kluzných a vodících deskách, směrem dolů dokud se vrubovač nezaboří do kolejnice. Parametry a výkresová dokumentace HV viz příloha D.

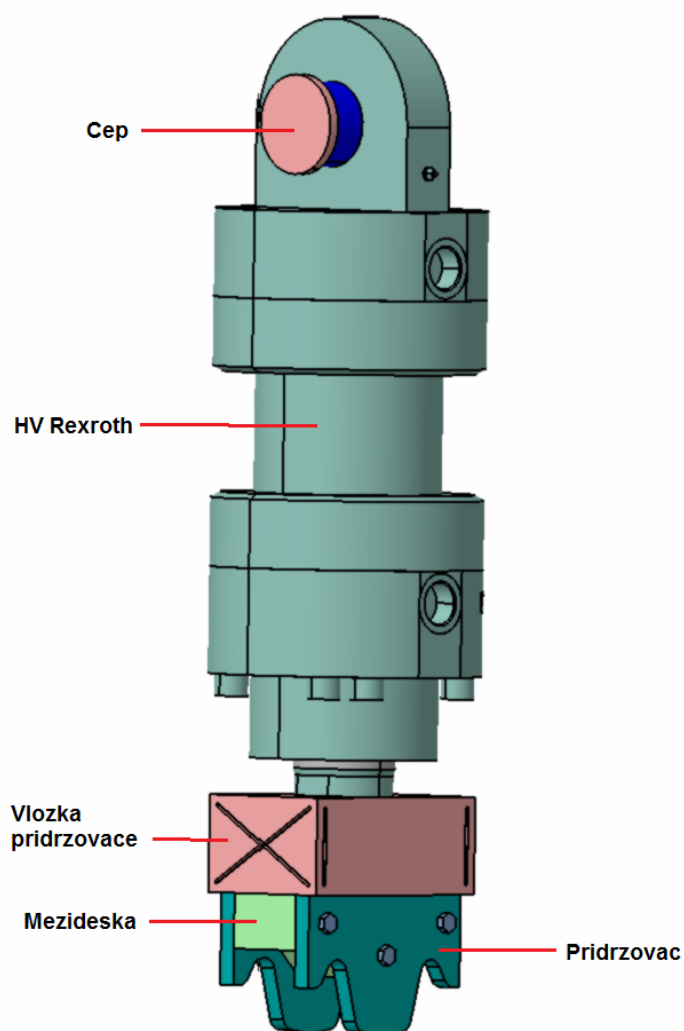


Obr. 18: Vrubovací sestava.

4.1.4 Přidržovací sestava

Přidržovací sestava (viz obr. 19) (č.v. MAC0152-2015-02) je podobná jako vrubovací, nahoře je přidržovací HV opět zavěšen na čepu, který je umístěn v horní zadní výztuze. V dolní části je přidržovací vložka připevněna k HV. Ke vložce je za spodu přišroubovaná mezideska a k ní jsou ze dvou stran připevněny dva přidržovače. Přidržovače jsou členité, aby kopírovaly tvar kolejnice. Rozděleny jsou z důvodu úspory materiálu

Funkce této části je, že při zdvihu pístu HV se vložka pohybuje přímočaře směrem dolů, vedena ve vodicích a kluzných deskách, jako vrubovací část. Přidržovače při styku s kolejnicí ji přitlačí k podstavě a přidrží ji až do konce lámacího procesu. Parametry a výkresová dokumentace HV viz příloha E.

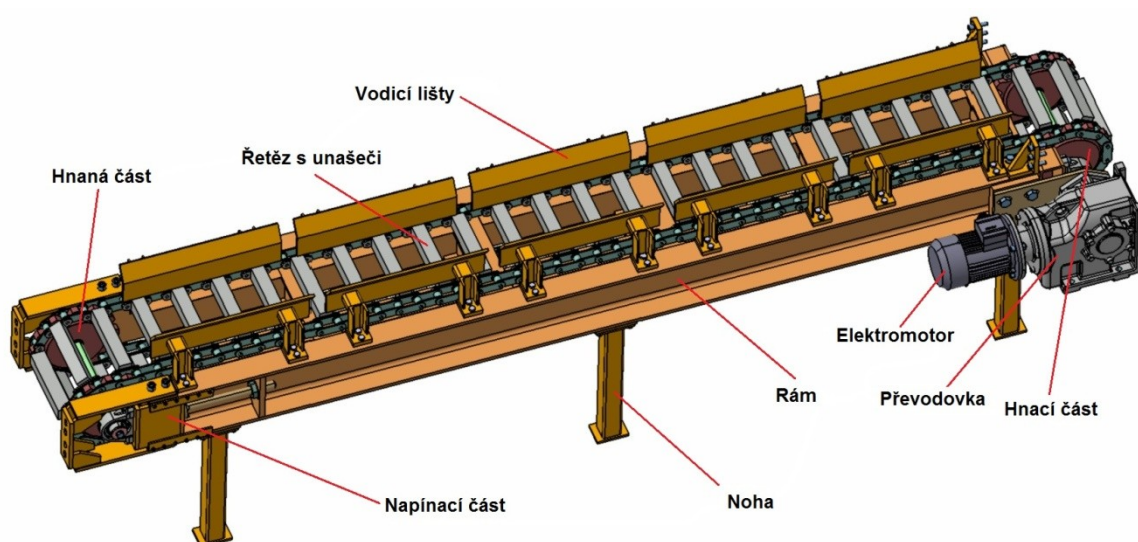


Obr. 19: Přidržovací sestava.

4.2 Dopravní část

4.2.1 Stavba podavače

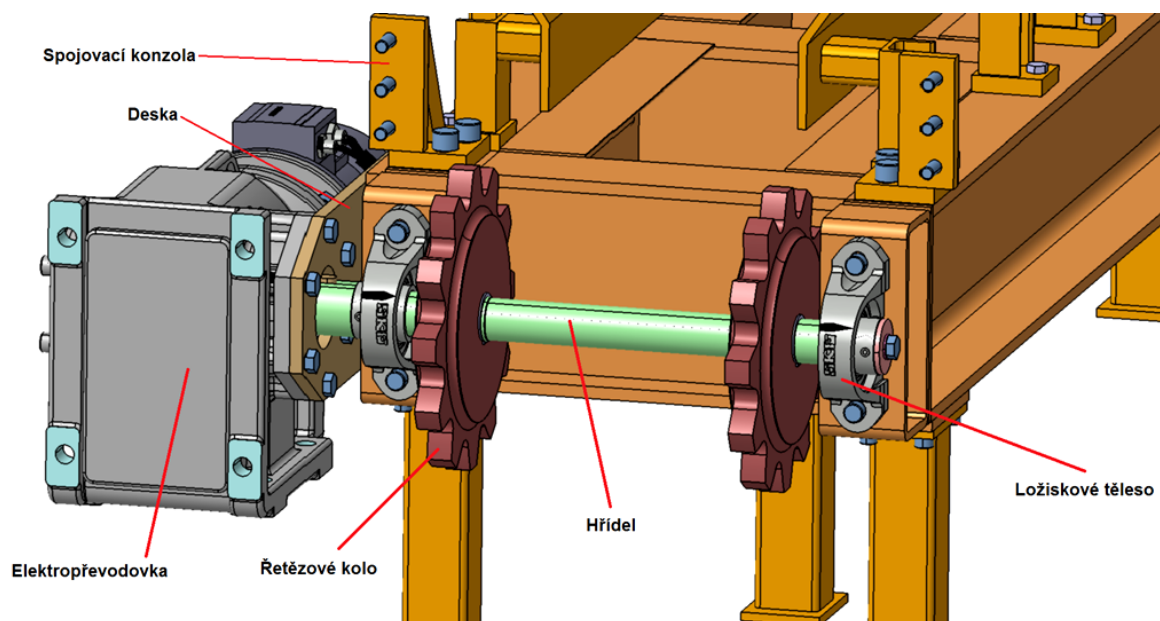
Řetězový dopravník (obr. 20) se skládá ze svařeného rámu, ke kterému jsou přišroubovány nohy podavače a vodící lišty (bočnice). Ze strany od lamačky je k rámu dále připevněna hnací část, která je spojena s převodovkou a ta s elektromotorem. Ta pohání dva stejné řetězy propojené mezi sebou unašeči. Na druhé straně podavače je hnaná část, která je připevněna k napínáku, který slouží k napínání řetězů a k jejich snímání z řetězových kol při montáži či údržbě.



Obr. 20: Hlavní části podavače lamačky.

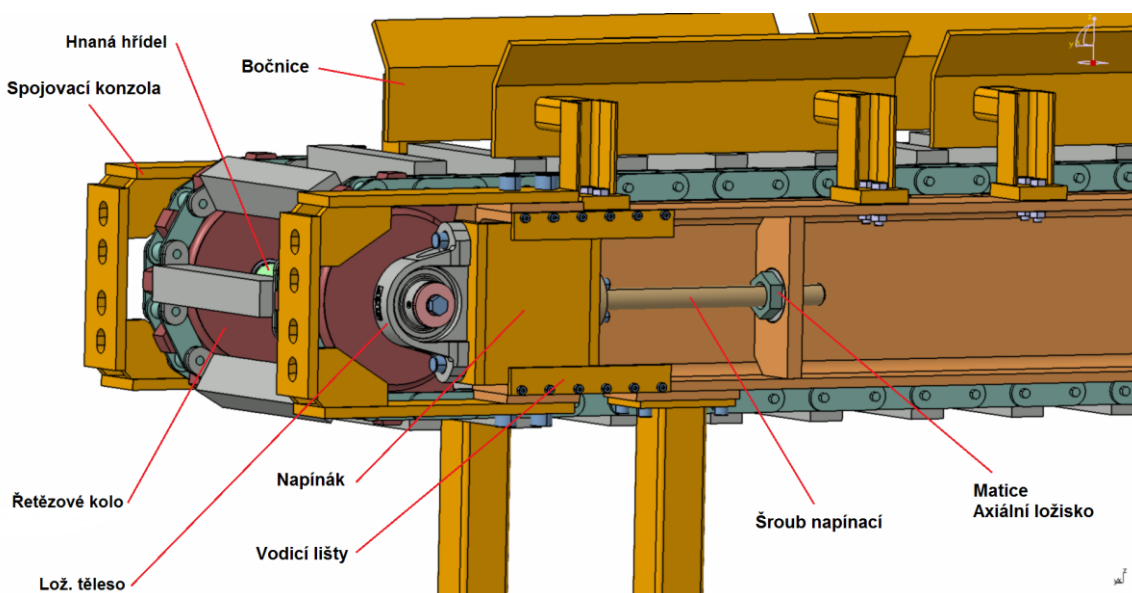
4.2.2 Hnací část podavače

Hnací část podavače (obr. 21) tvoří dvě ložisková tělesa, která jsou připevněna k rámu a ve kterých je uložena hnací hřídel. Na hřídeli jsou nasazena dvě řetězová kola. Na konci hřídele je upevněna převodovka, se kterou je spojen elektromotor. Převodovka s elektromotorem je k rámu připojena prostřednictvím desky, šestihrannými šrouby. Spojovací konzoly spojují podavač s lamačkou.



Obr. 21: Detail hnací části podavače.

4.2.3 Hnaná část podavače



Obr. 22: Detail zadní části podavače.

Na konci dopravníku je po bocích napínání dvou řetězů trapézovými šrouby. Každý šroub je z jedné strany pevně připevněn ke svařenci, který je veden v rámu a jištěn lištami. Z druhé strany přímočaře pohybuje šroubem matice, která je nalisována do axiálního ložiska a to je naraženo do rámu podavače. Stykové plochy napínání jsou opracovány, aby umožnily snadnější posuv. Na svařence napínáku jsou připevněna ložisková tělesa, ve

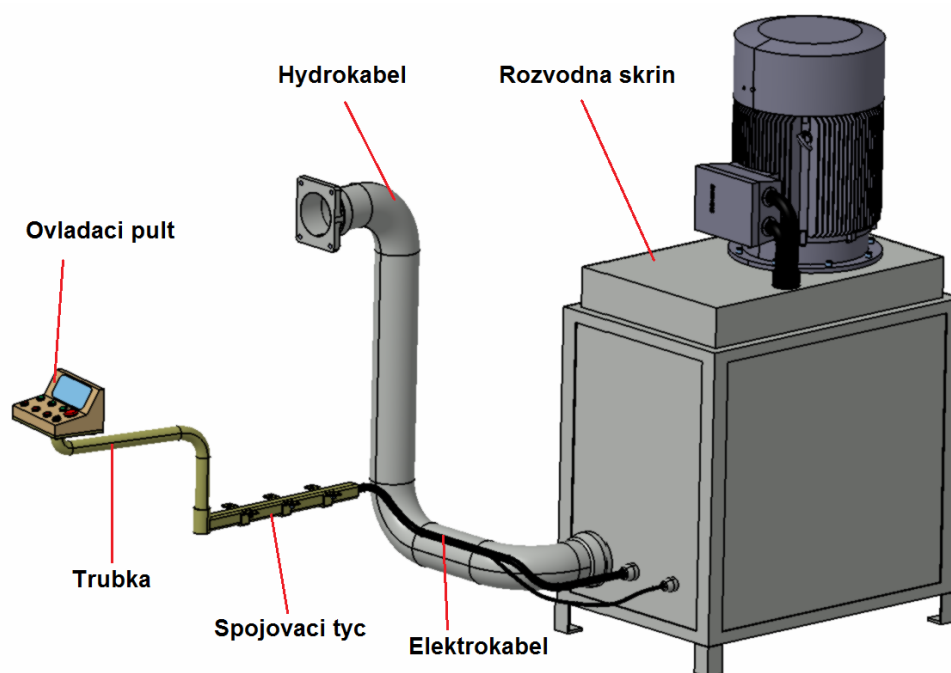
kterých je uložena hnaná hřídel, na které jsou nasazena řetězová kola. V řetězových kolech se nesou dva řetězy, které kloužou po rámu dopravníku. Spojující konzoly mají funkci spojit podavač s dalším případným podavačem řazeným za sebou.

4.2.4 Řetěz podavače

Pro podávací zařízení jsem zvolil dopravní řetěz M56 typ B dle ČSN 26 0401. Počet článků řetězu 108; délka řetězu 6804 mm, osová vzdálenost převodu 3024 mm. Parametry řetězu viz příloha B.

4.3 Obslužná část

Obslužná část (obr. 23) zajišťuje chod lamačky. Rozvodná skříň zásobuje lamačku elektrickou energií a hydraulickou kapalinou prostřednictvím elektrického zařízení a hydraulického agregátu, které jsou ve skříni umístěny. K rámu skříně ze shora je připevněna příruba elektromotoru, který pohání hydraulický agregát. Hydrokabelem, od skříně po příslušné HV v lamačce, procházejí hadice hydraulického obvodu. Spojovací tyčí, která je připevněná ze spodu k lamačce, prochází elektrokabel přes otáčivou trubku až k ovládacímu pultu. Ten ovládá lamačku, podavač i hydraulický obvod.



Obr. 23: Obslužná část.

5 VÝPOČTY KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

5.1 Výpočet síly na zlomení kolejnice

Základním stavebním kamenem, při konstrukci lamačky kolejnic, bylo stanovení hlavních působících sil: lámací síly, při které kolejnice poruší svou celistvost – zlomí se, vrubovací síly a přidržovací síly. Při určování těchto sil jsem si zanalyzoval tři druhy možných zdrojů řešení, ze kterých jsem mohl vycházet:

- ze stávajícího stavu techniky v dané oblasti
- pomocí simulace napětového stavu v kolejnici prostřednictvím softwaru Inventor – tento zdroj jsem řešil v konstrukčním cvičení III. v zimním semestru
- výpočtem z oblasti statiky a pevnosti a pružnosti

Při řešení jsem rozhodl se pro kombinaci dvou zdrojů řešení:

- stávající stav techniky jsem využil pro určení přidržovací síly – protože jsou prověřené praxí.
- výpočet jsem zvolil u lámací a vrubovací síly

U simulace použitý software neumožnil přesnější zadání materiálových hodnot, a proto jsem ji jako zdroj zavrhl.

Pro výpočet jsem použil kolejnici z oceli R320Cr (viz kap. 1.2 a tab. 3 a 4), jejíž technické informace mě vedly k přesvědčení, že daná kolejnice je nejpevnější a tudíž bude potřeba největší síly na její zlomení.

5.1.1 Výpočet lámací síly

Dané hodnoty:

$R_m = 1220 \text{ [MPa]}$	- maximální mez pevnosti kolejnice
$L_L = 300 \text{ [mm]}$	- délka lámané kolejnice, na kterou působí síla F_L od hrany zlomu
$\beta = 1,5$	- koeficient bezpečnosti – volba
$I_z = 6,58e-006 \text{ [m}^4\text{]}$	- kvadratický moment v ose y (dle CATIA V5R19)
$y_T = 56,231 \text{ [mm]}$	- vzdálenost od osy z k těžišti kolejnice (dle CATIA V5R19)

Výpočet d_{Lmin} pístu lámacího hydraulického válce

V konstrukčním návrhu jsem použil dva lámací hydraulické válce, ve výpočtu je řešen průměr pístu jen jednoho válce. Pracovní tlak všech hydraulických válců je 35 MPa (dle Rexthor) [13]. Z důvodu vlivu tlakových ztrát v hydraulickém obvodu, uvažuji ve výpočtech se sníženým pracovním tlakem 32,5 MPa.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot 2 \cdot D^2} \rightarrow D = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot p}} \quad [mm] \quad (3)$$

$$d_{Lmin} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_L}{\pi \cdot p_{ps}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 715000}{\pi \cdot 32,5}} = \mathbf{118,35 \text{ mm}} \rightarrow \mathbf{125 \text{ mm}} \quad - \text{ dle Rexroth}$$

$p_p = 35 \text{ [MPa]}$ - pracovní tlak (volba dle Rexroth)

$p_{ps} = 32,5 \text{ [MPa]}$ - snížený pracovní tlak - volba

Výpočet skutečné lámací síly:

$$F_{Lsk} = S_L \cdot p_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot 2 \cdot d_L^2 \cdot p_{ps} \quad [N] \quad (4)$$

$$F_{Lsk} = \frac{\pi}{4} \cdot 125^2 \cdot 32,5 = \mathbf{797670 \text{ N}}$$

5.1.2 Stanovení přidržovací síly

Při stanovení přidržovací síly jsem vycházel z rešerše výrobců lamaček, kde se velikost přidržovací síly pohybovala mezi 55÷100 [%] lámací síly, podle toho jestli daná lamačka měla, nebo neměla vrubovač. Vliv vrubovače na proces lámání snižuje podíl přidržovací síly. Já jsem při použití vrubovače ve svém konstrukčním řešení, zvolil snížení přidržovací síly na 80% lámací.

Přidržovací síla $F_{Př}$ [N]:

$$F_{Př} = F_{Lsk} \cdot 0,8 \quad [N] \quad (5)$$

$$F_{Př} = 797670 \cdot 0,8 = \mathbf{635136 \text{ N}}$$

Výpočet $d_{př\ min}$ pístu přidržovacího hydraulického válce podle vztahu (3):

$$d_{př\ min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{př}}{\pi \cdot p_{ps}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 638136}{\pi \cdot 32,5}} = \mathbf{157,7\ mm} \rightarrow \mathbf{160\ mm} \quad - \text{dle Rexroth}$$

Výpočet skutečné přidržovací síly:

$$F_{přsk} = S_{př} \cdot p_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{př}^2 \cdot p_{ps} \quad [N] \quad (6)$$

$$F_{přsk} = \frac{\pi}{4} \cdot 160^2 \cdot 32,5 = \mathbf{653452\ N}$$

5.1.3 Stanovení vrubovací síly

Vrubovací sílu jsem stanovil na základě namáhání smykem metodou stříhání kovů tlakovou silou s tím, že nedojde k následnému prostříhu, ale že se vrubovací nůž zastaví na nastavené hloubce. Délka střížné hrany a hloubka vrubu stanovuje plochu průřezu ve střížné rovině.

$$F_{Vr} = S_{vr} \cdot \tau_s \cdot k_B \quad [N] \quad (7)$$

$$F_{Vr} = (10 \cdot 14) \cdot (0,8 \cdot R_m) \cdot k_B = 200 \cdot 0,8 \cdot 1220 \cdot 3,5 = \mathbf{478240\ N}$$

$$\tau_s = (0,8 \cdot R_m) \text{ [MPa]}$$

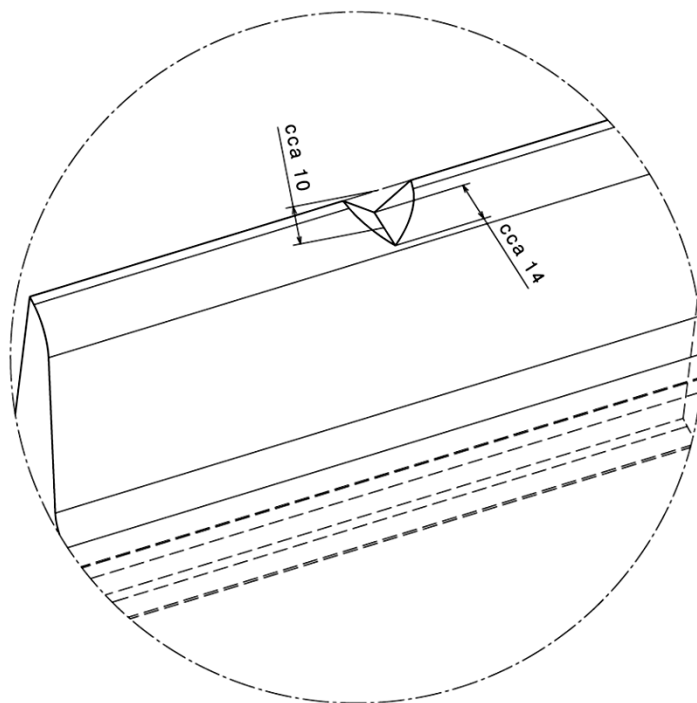
- napětí ve smyku, stříhová pevnost [14]

$$S = \text{cca } (10 \times 14) \text{ [mm}^2\text{]}$$

- plocha průřezu ve střížné rovině [14] (viz obr. 25)

$$k_B = 3,5 \text{ [-]}$$

- zvolený koeficient bezpečnosti vzhledem k různým velikostem patek kolejnic.



Obr 25: Detail vrubu na kolejnici znázorňující velikost plochy průřezu ve střížné rovině.

Výpočet $d_{vr \min}$ pístu vrubovacího hydraulického válce podle vztahu (3):

$$d_{vr \min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Vr}}{\pi \cdot p_{ps}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 478240}{\pi \cdot 32,5}} = \mathbf{136,9 \text{ mm}} \rightarrow \mathbf{140 \text{ mm}} \quad - \text{dle Rexroth}$$

Výpočet skutečné vrubovací síly:

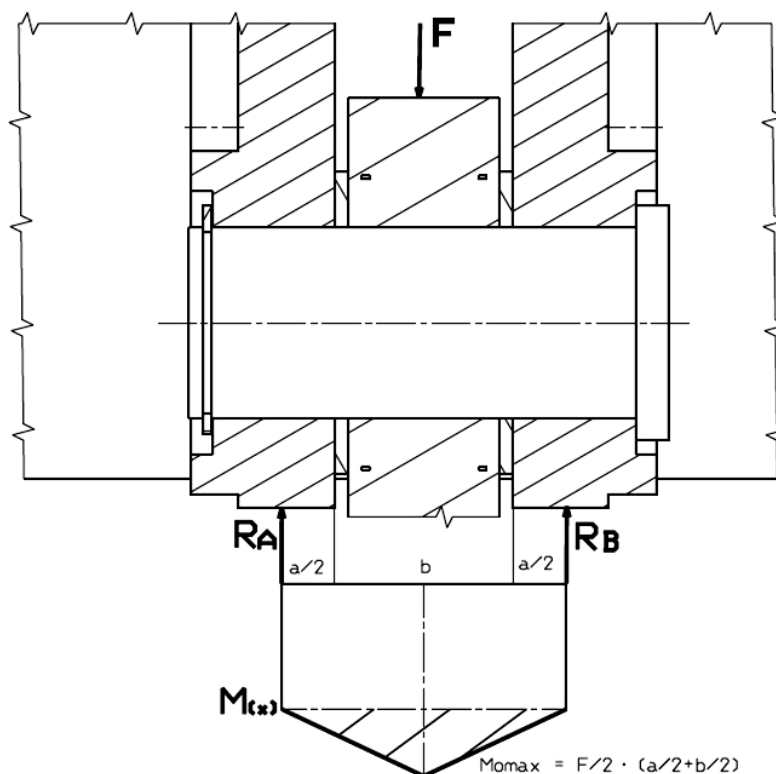
$$F_{Vrsk} = S_{Vr} \cdot p_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Vr}^2 \cdot p_{ps} \quad [N] \quad (8)$$

$$F_{Vrsk} = \frac{\pi}{4} \cdot 140^2 \cdot 32,5 = \mathbf{500300 \text{ N}}$$

5.2 Kontrola čepů HV

5.2.1 Kontrola čepu na vrubovacím HV

Velikost průměru čepu je dána příslušným HV, kde je velikost otvoru pro čep $D = 70 \text{ mm}$ ($d_{vrč}$). Největší ohybové i smykové napětí musí splnit bezpečnostní podmínku. Uložení čepu obr. 26 (poz. 1.120; č.v. MAC0152-2015-02).



Obr. 26: Uložení čepu na vrubovacím HV a průběh napětí.

$F_{Vrks} = 500300 \text{ [N]}$	- skutečná vrubovací síla
$k_s = 2 \text{ [-]}$	- koeficient statické bezpečnosti – (obvykle $1,5 \div 2$) [15]
$R_e = 850 \text{ [MPa]}$	- jmenovitá pevnost v kluzu - materiál čepu: 15230 [15]
$R_m = 1000 \text{ [MPa]}$	- mez pevnosti - materiál čepu: 15230 [15]
$a = 45 \text{ [mm]}$	- délka (obr. 26) – hodnota dle konstr. návrhu
$b = 65 \text{ [mm]}$	- délka (obr. 26) – hodnota dle konstr. návrhu

Velikost ramena momentu působícího na čep $l_{vč} \text{ [mm]}$:

$$l_{vč} = \frac{a}{2} + \frac{b}{2} = \frac{45}{2} + \frac{65}{2} = 55 \quad [mm] \quad (9)$$

Výpočet největšího ohybového namáhání [16]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{Vrsk}}{2} \cdot l_{vč}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{Vrč}^3} \quad [MPa] \quad (10)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot F_{Vrsk} \cdot l_{vč}}{2 \cdot \pi \cdot d_{Vrč}^3} = \frac{32 \cdot 500300 \cdot 55}{2 \cdot \pi \cdot 70^3} = \mathbf{408,57 \text{ MPa}}$$

Podmínka bezpečnosti:

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} \geq 2 \quad [-] \quad (11)$$

$$k_s = \frac{850}{408,57} = \mathbf{2,08 \geq 2} \quad \text{podmínka splněna}$$

Výpočet největšího smykového namáhání od posouvací síly [16]:

$$\tau_s = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{Vrsk}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{Vrč}^2} \quad [MPa] \quad (12)$$

$$\tau_s = \frac{16 \cdot F_{Vrsk}}{3 \cdot \pi \cdot d_{Vrč}^2} = \frac{16 \cdot 500300}{3 \cdot \pi \cdot 70^2} = \mathbf{173,33 \text{ MPa}}$$

Napěťová podmínka:

$$\tau_s \leq \tau_D = R_m \cdot 0,8 \quad [MPa] \quad (13)$$

$$\tau_D = R_m \cdot 0,8 = 1000 \cdot 0,8 = \mathbf{800 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{173,33 \leq 800} \quad \text{podmínka splněna}$$

5.2.2 Kontrola čepu na přídržovacím HV

Velikost průměru čepu je dána příslušným HV, kde je velikost otvoru pro čep $D = 90 \text{ mm}$ ($d_{přč}$). Největší ohybové i smykové napětí musí splnit bezpečnostní podmínku. Uložení čepu je podobné jako na obr. 26 (poz. 1.121; č.v. MAC0152-2015-02)

$$F_{přsk} = 653452 \text{ [N]}$$

- skutečná přídržovací síla

$$k_s = 2 \text{ [-]}$$

- koeficient statické bezpečnosti – (obvykle $1,5 \div 2$) [15]

$R_e = 600 \text{ [MPa]}$	- jmenovitá pevnost v kluzu - materiál čepu: 14220.3 [15]
$R_m = 850 \text{ [MPa]}$	- mez pevnosti - materiál čepu: 14220.3 [15]
$a = 45 \text{ [mm]}$	- délka (obr. 26) – hodnota dle konstr. návrhu
$b = 65 \text{ [mm]}$	- délka (obr. 26) – hodnota dle konstr. návrhu

Velikost ramena momentu působícího na čep $l_{vč}$ [mm]:

$$l_{vč} = \frac{a}{2} + \frac{b}{2} = \frac{45}{2} + \frac{65}{2} = 55 \quad [\text{mm}] \quad (14)$$

Výpočet největšího ohybového namáhání dle vztahu (10) [16]:

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot F_{přsk} \cdot l_{pč}}{2 \cdot \pi \cdot d_{přč}^3} = \frac{32 \cdot 653452 \cdot 55}{2 \cdot \pi \cdot 90^3} = 251,08 \text{ MPa}$$

Podmínka bezpečnosti dle vztahu (11):

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{600}{251,08} = 2,39 \geq 2 \quad \text{podmínka splněna}$$

Výpočet největšího smykového namáhání od posouvací síly dle vztahu (12) [16]:

$$\tau_s = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{přsk}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{přč}^2} = \frac{16 \cdot F_{přsk}}{3 \cdot \pi \cdot d_{přč}^2} = \frac{16 \cdot 653452}{3 \cdot \pi \cdot 90^2} = 136,95 \text{ MPa}$$

Napětíová podmínka dle vztahu (13):

$$\tau_D = R_m \cdot 0,8 = 850 \cdot 0,8 = 680 \text{ MPa}$$

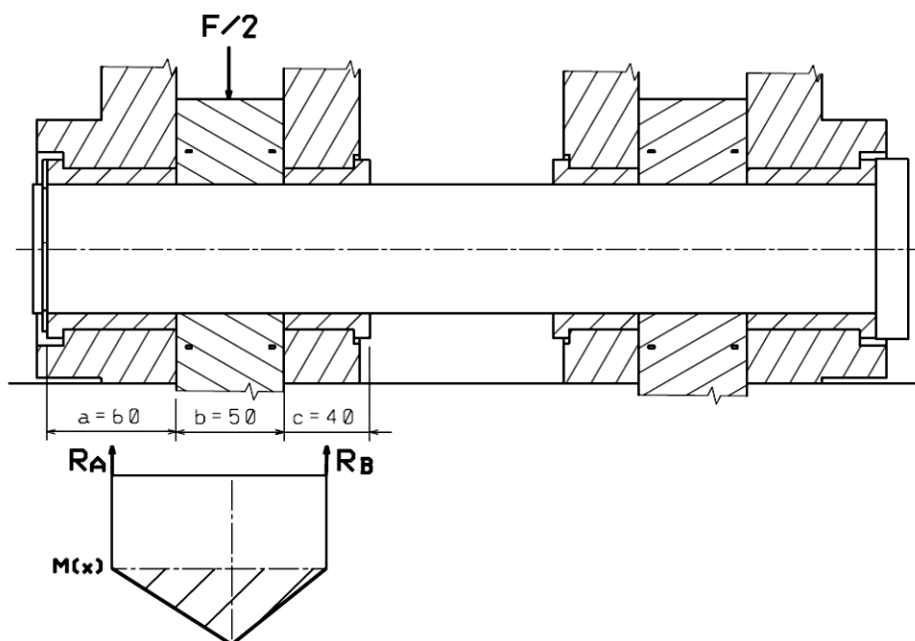
$$136,95 \leq 680 \quad \text{podmínka splněna}$$

5.2.3 Kontrola čepů na lámacím HV

Velikost všech tří čepů je, jako u předešlých čepů, dána velikostí otvorů v daných HV. U všech je otvor stejný 60 mm ($d_{Lhč}$ a d_{Lhs}). Při výpočtu jsem postupoval stejně, jako v případech vrubovacího a přidržovacího HV. Uložení čepů obr. 27 a 28.

Kontrola horního lámacího čepu:

(poz. 1.124; č.v. MAC0152-2015-02)



Obr. 27: Uložení a průběh ohybového napětí horního čepu.

$F_L = 715000$ [N]	- lámací síla nadimenzovaná
$k_s = 2$ [-]	- koeficient statické bezpečnosti – (obvykle 1,5÷2) [15]
$R_e = 850$ [MPa]	- jmenovitá pevnost v kluzu - materiál čepu: 15230 [15]
$R_m = 1000$ [MPa]	- mez pevnosti - materiál čepu: 15230 [15]
$a = 60$ [mm]	- délka (obr. 27) – hodnota dle konstr. návrhu
$b = 50$ [mm]	- délka (obr. 27) – hodnota dle konstr. návrhu
$c = 40$ [mm]	- délka (obr. 27) – hodnota dle konstr. návrhu

Výpočet reakcí na horním čepu.

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Ay} - \frac{F_L}{2} + R_{By} \quad [N] \quad (15)$$

$$R_{By} = \frac{F_L}{2} - \frac{F_L}{2} \cdot \frac{(b+c)}{2 \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right)} = \frac{F_L}{2} \cdot \left(1 - \frac{(b+c)}{2 \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right)}\right)$$

$$\sum M_{iB} = 0 = R_{Ay} \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right) - \frac{F_L}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right) \quad [N \cdot mm] \quad (16)$$

Odtud:

$$R_{Ay} = \frac{F_L}{2} \cdot \frac{(b+c)}{2 \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right)} = \frac{715000}{2} \cdot \frac{(50+40)}{2 \cdot \left(\frac{60}{2} + 50 + \frac{40}{2}\right)} = \mathbf{160875\ N}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{omax} = R_{Ay} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) \quad [N \cdot mm] \quad (17)$$

$$M_{omax} = 160875 \cdot \left(\frac{60}{2} + \frac{50}{2}\right) = \mathbf{8848125\ N \cdot mm}$$

Výpočet největšího ohybového namáhání [16]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{Lhč}^3} \quad [MPa] \quad (18)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot d_{Lhč}^3} = \frac{32 \cdot 8848125}{\pi \cdot 60^3} = \mathbf{417,25\ MPa}$$

Podmínka bezpečnosti dle vztahu (11):

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{850}{417,25} = \mathbf{2,04 \geq 2} \quad \text{podmínka splněna}$$

Výpočet největšího smykového namáhání od posouvací síly [16]:

$$\tau_s = \frac{4}{3} \cdot \frac{\frac{F_L}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{Vrč}^2} \quad [MPa] \quad (19)$$

$$\tau_s = \frac{4}{3} \cdot \frac{\frac{F_L}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{Lhč}^2} = \frac{8 \cdot F_L}{3 \cdot \pi \cdot d_{Lhč}^2} = \frac{8 \cdot 715000}{3 \cdot \pi \cdot 60^2} = \mathbf{168,59\ MPa}$$

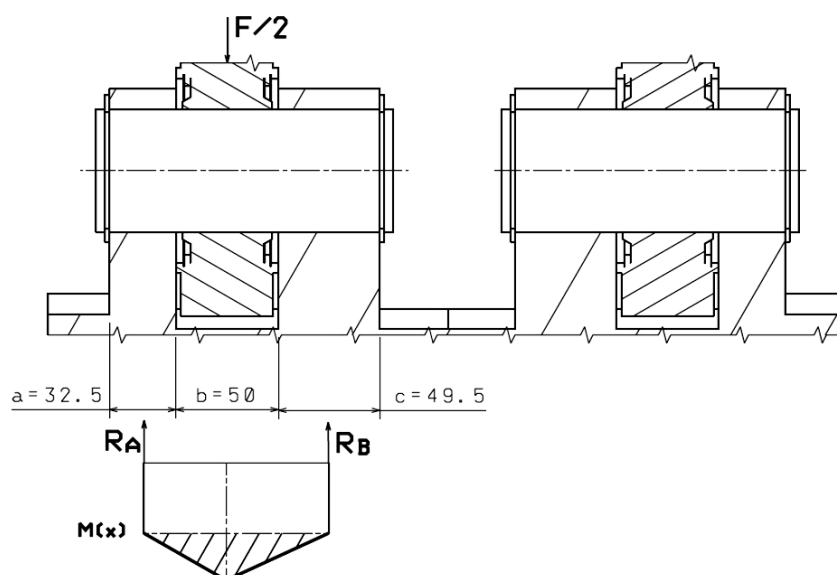
Napěťová podmínka dle vztahu (13):

$$\tau_D = R_m \cdot 0,8 = 1000 \cdot 0,8 = \mathbf{800\ MPa}$$

$$\mathbf{168,59 \leq 680} \quad \text{podmínka splněna}$$

Kontrola spodních lámacích čepů:

(poz. 1.128; č.v. MAC0152-2015-02)



Obr. 28: Uložení a průběh ohybového napětí spodních čepů.

$F_L = 715000$ [N]	- lámací síla nadimenzovaná
$k_s = 2$ [-]	- koeficient statické bezpečnosti – (obvykle 1,5÷2) [15]
$R_e = 850$ [MPa]	- jmenovitá pevnost v kluzu - materiál čepu: 15230 [15]
$R_m = 1000$ [MPa]	- mez pevnosti - materiál čepu: 15230 [15]
$a = 32,5$ [mm]	- délka (obr. 28) – hodnota dle konstr. návrhu
$b = 50$ [mm]	- délka (obr. 28) – hodnota dle konstr. návrhu
$c = 49,5$ [mm]	- délka (obr. 28) – hodnota dle konstr. návrhu

Výpočet reakcí na horním čepu dle vztahu (15) a (16):

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Ay} - \frac{F_L}{2} + R_{By}$$

$$R_{By} = \frac{F_L}{2} - \frac{F_L}{2} \cdot \frac{(b+c)}{2 \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right)} = \frac{F_L}{2} \cdot \left(1 - \frac{(b+c)}{2 \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right)}\right)$$

$$\sum M_{iB} = 0 = R_{Ay} \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right) - \frac{F_L}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right)$$

Odtud:

$$R_{Ay} = \frac{F_L}{2} \cdot \frac{(b+c)}{2 \cdot \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2}\right)} = \frac{715000}{2} \cdot \frac{(50 + 49,5)}{2 \cdot \left(\frac{32,5}{2} + 50 + \frac{49,5}{2}\right)} = 195446,43 \text{ N}$$

Výpočet maximálního ohybového momentu dle vztahu (17):

$$M_{omax} = R_{Ay} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right)$$

$$M_{omax} = 195446,43 \cdot \left(\frac{32,5}{2} + \frac{50}{2} \right) = \mathbf{8062165,24 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Výpočet největšího ohybového namáhání [16]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{Lsč}^3} \quad [\text{MPa}] \quad (20)$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot d_{Lsč}^3} = \frac{32 \cdot 8062165,24}{\pi \cdot 60^3} = \mathbf{380,19 \text{ MPa}}$$

Podmínka bezpečnosti dle vztahu (11):

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{850}{380,19} = \mathbf{2,24 \geq 2} \quad \text{podmínka splněna}$$

Výsledek největšího smykového namáhání od posouvací síly je stejný, jako u horního čepu a tudíž je podmínka také splněna.

5.3 Kontrola šroubů spojujících horní a spodní část lamačky

Horní a spodní část lamačky je spojena dvěma bočnicemi s rámem postavy šroubovým spojením. Spoj tvoří 18 šroubů, 12 v průběžném spojení a 6 v závrtném spojení (poz. 1.113.11; poz. 1.114.8; č.v. MAC0152-2015-02). Tato kapitola se zabývá jejich kontrolou.

5.3.1 Určení provozní síly a velikosti šroubu

Provozní síla je stanovena součtem dimenzované lamičací síly a přidržovací síly, které jsou největší společně působící silou na šrouby spojující horní a spodní část lamačky.[16]

$$F_P = F_L + F_{Přsk} \quad [\text{N}] \quad (21)$$

$$F_P = 715000 + 653452 = 1368452 \text{ N}$$

$$F_{P1} = 1,2 \cdot \frac{F_P}{i} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{P1} = 1,2 \cdot \frac{1368452}{18} = 91230,14 \text{ N}$$

$i = 18 [-]$ - počet šroubů

Provozní síla na jeden šroub (hodnota 1,2 respektuje nerovnoměrně utažené šrouby momentovým klíčem). [16]

Určení velikosti závitu

Zjednodušená kontrola správnosti volby velikosti metrického závitu na základě pevnostní podmínky namáhání v tahu od jen zatím známé provozní síly F_{P1} :

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \quad [MPa] \quad (23)$$

$$\frac{F_{P1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{P1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 91230,14 \cdot 3,5}{\pi \cdot 1080}} \geq 19,4 \text{ mm}$$

k_{sz} - zvýšený koeficient statické bezpečnosti zahrnuje neznámý
krut, předpětí, a přídavný ohyb (obvykle 3÷4)

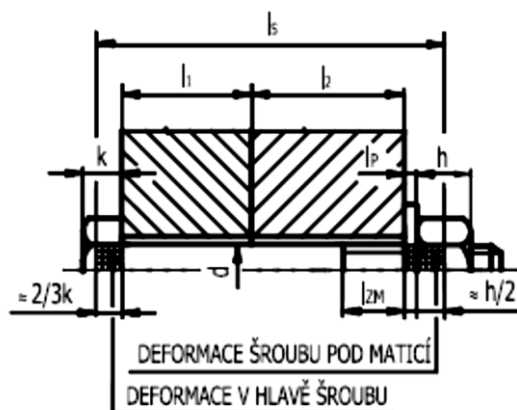
$k_{sz} = 3,5 [-]$ - volba

Zvolený šroub M30

Tabulka 19: Parametry závitu M30. [15]

Průměr závitu $d = D$	Stoupání $Ph = P$	Střední průměr $d_2 = D_2$	Malý průměr šroubu d_3	Malý průměr matice D_1
30	3,5	27,727	25,706	26,211

5.3.2 Výpočet tuhosti šroubu v tahu



Obr 29: Rozdělení šroubu pro výpočet jeho tuhosti v tahu. [16]

Vztah pro převrácenou hodnotu tuhosti šroubu c_s [$\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}$] [16]:

Tuhost šroubu v tahu, ve spoji průchozím s maticí a podložkou:

$$\frac{1}{c_{s1}} = \frac{1}{E} \cdot \sum_i \frac{l_{si}}{S_{si}} \quad [\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}] \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_{s1}} &= \frac{1}{E} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{l_1 + l_2 - l_{ZM1}}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{l_p + l_{ZM1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot 19}{\pi \cdot \left(\frac{30}{2}\right)^2} + \frac{50 + 50 - 40}{\pi \cdot \left(\frac{30}{2}\right)^2} + \frac{4 + 40}{\pi \cdot \left(\frac{25,706}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot 24}{\pi \cdot \left(\frac{27,727}{2}\right)^2} \right] \end{aligned}$$

$$\frac{1}{c_{s1}} = 9,878876 \cdot 10^{-7} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad \rightarrow \quad c_{s1} = 1012260,91 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$E = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa]

- modul pružnosti oceli

$l_1 = 50$ [mm]

- síla patek bočnic

$l_2 = 50$ [mm]

- síla rámu podstavky

$k = 19$ [mm]

- výška hlavy šroubu M30 [15]

$h = 24$ [mm]

- výška matice M30 [15]

$D_{SK} = 46$ [mm]

- velikost šestihranu - utahovacího klíče pro šroub M30 [15]

- $l_{ZM1} = 40$ [mm] - délka závitu na šroubu od podložky po konec závitu
(viz obr. 29) - šroub délky 130 mm - délka závitu 70 mm.[15]
- $l_p = 4$ [mm] - síla podložky A31 ČSN 02 1702 [15]

Tuhost šroubu v tahu ve spoji neprůchozím (závrtným) - šroubem s hlavou:

Výpočet dle vztahu (24):

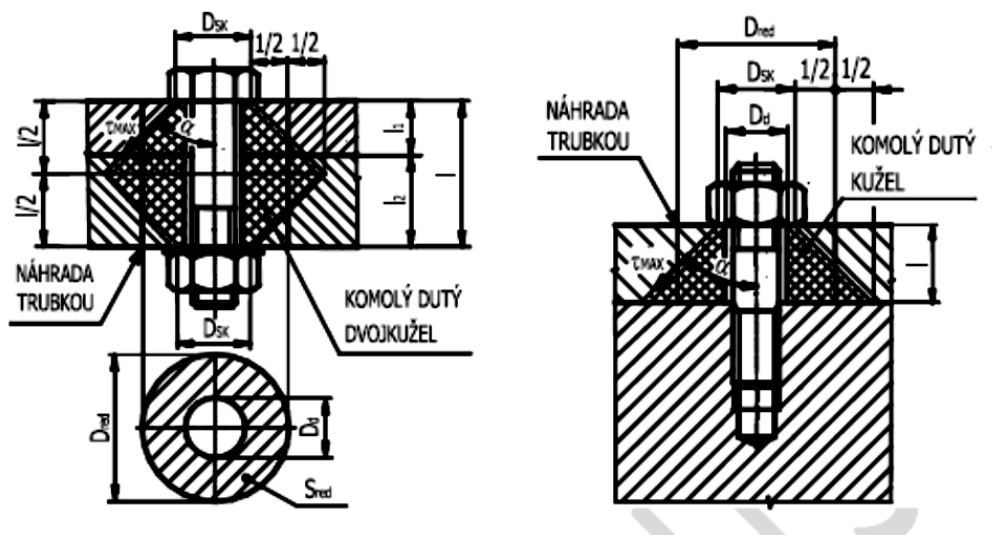
$$\frac{1}{c_{s1}} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{l_1 - l_{ZM2}}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{l_{ZM2}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot b}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot 19}{\pi \cdot \left(\frac{30}{2}\right)^2} + \frac{50 - 20}{\pi \cdot \left(\frac{30}{2}\right)^2} + \frac{20}{\pi \cdot \left(\frac{25,706}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot 40}{\pi \cdot \left(\frac{27,727}{2}\right)^2} \right]$$

$$\frac{1}{c_{s1}} = 6,286702 \cdot 10^{-7} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \quad \rightarrow \quad c_{s1} = 1590659,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

- $l_{M22} = 20$ [mm] - délka nezašroubovaného závitu na šroubu –
šroub délky 90 mm – délka závitu 60 mm. [15]
- $b = 40$ [mm] - délka zašroubovaného šroubu v závitu příruby
(rám podstavy)

5.3.3 Výpočet tuhosti přírub v tlaku



Obr. 30: Rozložení tlaku (deformace) přírub u průběžného šroubového spoje a u závrtného šroubového spoje. [16]

Výpočet tuhosti přírub v tlaku u průběžného šroubového spoje $C_{PŘ1}$ [$N \cdot mm^{-1}$]:

$$C_{PŘ1} = \frac{E \cdot S_{PŘ1}}{l_1 + l_2} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (25)$$

$$C_{PŘ1} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4081,35}{50 + 50} = \mathbf{8570835 \, N \cdot mm^{-1}}$$

Výpočet průřezu redukované trubky $S_{PŘ1}$ [mm^2]:

$$S_{PŘ1} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED1}^2 - d_D^2) \quad [mm^2] \quad (26)$$

$$S_{PŘ1} = \frac{\pi}{4} \cdot (78,47^2 - 31^2) = \mathbf{4081,35 \, mm^2}$$

Redukovaný průměr trubky d_{red} [mm]:

$$d_{RED1} = D_{SK} + \frac{l_1 + l_2}{2} \cdot tg(\alpha) \quad [mm] \quad (27)$$

$$d_{RED1} = 46 + \frac{50 + 50}{2} \cdot tg(33^\circ) = \mathbf{78,47 \, mm}$$

Zjednodušeně předpokládáme, že oblast pružných deformací přírub vytváří dutý komolý dvojkužel (viz obr. 30). Površky kužele určují směr max. smykového napětí τ_{MAX} , které je hybnou silou deformace uskutečňující se po skluzových rovinách materiálu přírub. Teoreticky v ideálním, homogenním materiálu svírá směr τ_{MAX} vůči hlavnímu napětí úhel $\alpha = 45$ [°]. Při zatížení působící na mezikruží vymezeném dotykem nehomogenních přírub s hlavou šroubu a matice (průměry D_{SK} a D_d) je vrcholový úhel menší. Ve většině případů ocelových přírub byla zjištěna velikost $25 \leq \alpha \leq 33$ [°].[16]

$$\alpha = 33 \text{ [°]}$$

- volba

$$D_d = 31 \text{ [mm]}$$

- průměr otvoru v přírubách

Výpočet tuhosti přírub v tlaku u závrtného šroubového spoje $C_{PŘ2}$ [$N \cdot mm^{-1}$]:

Dle vztahu (25):

$$C_{PŘ2} = \frac{E \cdot S_{PŘ2}}{l_1 + l_2} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4081,35}{50 + 50} = \mathbf{8570835 \, N \cdot mm^{-1}}$$

Výpočet průřezu redukované trubky $S_{PŘ1}$ [mm²]:

Dle vztahu (26):

$$S_{PŘ2} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED2}^2 - d_D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (78,47^2 - 31^2) = \mathbf{4081,35 \text{ mm}^2}$$

Redukovaný průměr trubky d_{red} [mm]:

$$d_{RED2} = D_{SK} + l_1 \cdot tg(\alpha) \quad [mm] \quad (28)$$

$$d_{RED2} = 46 + 50 \cdot tg(33^\circ) = \mathbf{78,47 \text{ mm}}$$

5.3.4 Kontrola předepjatého šroubu

Pro těsnost spojení musí platit $F_{př} > 0$. Často se přitlačná síla $F_{PŘ}$ [N] v přírubách volí v závislosti na provozní síle F_P při požadované těsnosti spoje ψ' , která se volí $\psi' = 0,2 \div 1,3$.

$$F_{PŘ} = \psi' \cdot F_{P1} \quad [N] \quad (29)$$

$$F_{PŘ} = 1,1 \cdot 91230,14 = \mathbf{100353,15 \text{ N}}$$

$$\psi' = 1,1 \quad - \text{součinitel těsnosti - volba}$$

Kontrola předepjatého šroubu v průběžném šroubovém spoji:

Osová síla F_O [N]:

$$F_0 = F_{PŘ} + \Delta F_{PŘ} = F_{P1} \cdot \psi' + F_{P1} \cdot \frac{c_{PŘ1}}{c_{PŘ1} + c_{S1}} \quad [N] \quad (30)$$

$$F_0 = F_{P1} \cdot \left(\psi' + \frac{c_{PŘ1}}{c_{PŘ1} + c_{S1}} \right) = 91230,14 \cdot \left(1,1 + \frac{8570835}{8570835 + 1012260,91} \right)$$

$$F_0 = \mathbf{181946,67 \text{ N}}$$

Síla ve šroubu F_S [N]:

$$F_S = F_{PŘ} + F_{P1} \quad [N] \quad (31)$$

$$F_S = F_{P1} \cdot \psi' + F_{P1} = F_{P1} \cdot (\psi' + 1) = 91230,14 \cdot (1,1 + 1) = \mathbf{191583,3 \text{ N}}$$

Úhel stoupání závitu ψ [°]:

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad [^\circ] \quad (32)$$

$$\psi = \arctg \frac{3,5}{\pi \cdot 27,727} = 2,3^\circ$$

Třecí redukovaný úhel φ' [°]:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad [^\circ] \quad (33)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{0,28}{\cos \frac{60}{2}} = 17,92^\circ$$

$f_z = 0,28$ [-]

- Volba součinitele smykového tření na metrickém závitu dle tab. 20 - povrch matice neupravený, povrch šroubu neupravený, nemazaný.

Tabulka 20: Součinitel smykového tření na závitu f_z [-]. [16]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel smykového tření na závitu f_z [-]	
		nemazaném	mazaném olejem
neupravený	neupravený	0,19÷0,36	0,16÷0,24
	fosfátovaný	0,28÷0,40	0,17÷0,30
	černěný	0,27÷0,36	0,25÷0,28
	zinkovaný	0,13÷0,22	0,13÷0,18
	kadmiovaný	0,10÷0,18	0,10÷0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21÷0,43	0,11÷0,17
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15÷0,38	0,10÷0,17
pískovaný	pískovaný	0,43÷0,76	-

Kontrola bezpečnosti šroubu. [16]

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \geq 1,5 \quad [-] \quad (34)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{1080}{\sqrt{369,15^2 + 3 \cdot 278,56^2}} = 1,78 \geq 1,5 \quad \text{vyhovuje}$$

$R_e = 1080$ [MPa]

- mez kluzu šroubu pevnostní třídy 12.9

k_s

- součinitel statické bezpečnosti

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_S}{S_S} = \frac{F_S}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

$$\sigma_t = \frac{191583,3}{\pi \cdot \frac{25,706^2}{4}} = \mathbf{369,15 \text{ MPa}}$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad [\text{MPa}] \quad (36)$$

$$\tau = \frac{F_O \cdot tg \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{181946,67 \cdot tg(2,3 + 17,92) \cdot \frac{27,727}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 25,706^3} = \mathbf{278,56 \text{ MPa}}$$

Kontrola předepjatého šroubu v závrtném šroubovém spoji:

Osová síla F_O [N] dle vztahu (30):

$$F_0 = F_{P1} \cdot \left(\psi' + \frac{c_{PŘ1}}{c_{PŘ1} + c_{S1}} \right) = 91230,14 \cdot \left(1,1 + \frac{8570835}{8570835 + 1590659,14} \right)$$

$$\mathbf{F_0 = 177302,32 \text{ N}}$$

Síla ve šroubu F_S [N] v závrtném spoji je stejná jako v průběžném šroubovém spoji.

Kontrola bezpečnosti šroubu dle vztahu (34).

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{1080}{\sqrt{369,15^2 + 3 \cdot 271,45^2}} = \mathbf{1,81 \geq 1,5} \quad \text{vyhovuje}$$

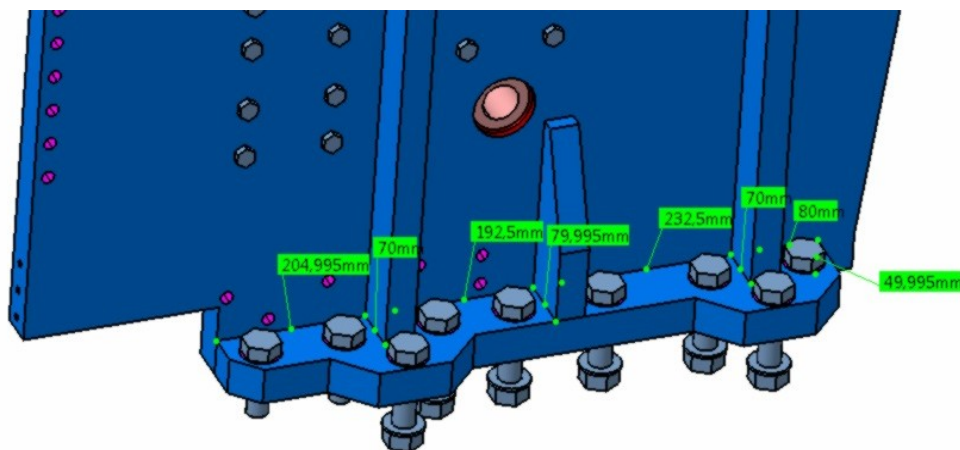
Napětí v tahu v závrtném spoji je stejné jako v průběžném šroubovém spoji.

Napětí v krutu dle vztahu (36):

$$\tau = \frac{F_O \cdot tg \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{177302,32 \cdot tg(2,3 + 17,92) \cdot \frac{27,727}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 25,706^3} = \mathbf{271,45 \text{ MPa}}$$

5.4 Kontrola svaru bočnice

Největší zátěž na šrouby i svary na bočnicích v pracovním cyklu jsou společně přidržovací F_{Prsk} a lámací síla F_L . Na bočnicích nejsou svary stejně dlouhé, proto zahrnuji do výpočtu jen bočnici (poz. 1.113; č.v. MAC0152-2015-02) s kratší délkou svaru dle obr. 31.



Obr. 31: Délka kratšího svaru na bočnici.

$F_{Prsk} = 653452 \text{ [N]}$	- přidržovací síla
$F_L = 715000 \text{ [N]}$	- lámací síla
$L_B = 280 \text{ [mm]}$	- maximální délka ramena momentu
$k_{s2} = 2 \text{ [-]}$	- koeficient statické bezpečnosti – obvykle pro svary (1,5÷2)
$R_e = 355 \text{ [MPa]}$	- jmenovitá pevnost v kluzu materiál elektrody: 11523
$k_3 = 0,75 \text{ [-]}$	- svarový součinitel pro svařování metodou 111 pro ohybové namáhání (dle ČSN 05 0120)
$k_4 = 0,65 \text{ [-]}$	- svarový součinitel pro svařování metodou 111 pro smykové namáhání (dle ČSN 05 0120)
$a_1 = \text{[-]}$	- minimální síla svaru na bočnici
$L_{sB} = 1200 \text{ [mm]}$	- délka svaru, na bočnici (viz obr. 31)

Podmínka ohybového namáhání svaru:

$$\tau_{\perp 1} \leq \tau_{\perp dovSV} \quad [MPa] \quad (37)$$

Odtud:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_{OFPL}}{W_{OSV}} = \frac{(F_{Přsk} + F_L) \cdot L_B}{2 \cdot \frac{a_1 \cdot L_{SB}^2}{6}} = \frac{3 \cdot (F_{Přsk} + F_L) \cdot L_B}{a_1 \cdot L_{SB}^2} \leq \tau_{\perp dovSV} = k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$a_1 \geq \frac{3 \cdot (F_{Přsk} + F_L) \cdot L_B \cdot k_s}{L_{SB}^2 \cdot R_e \cdot k_3} \geq \frac{3 \cdot (653452 + 715000) \cdot 280 \cdot 2}{1200^2 \cdot 355 \cdot 0,75} \geq \mathbf{6 \text{ mm}}$$

Podmínka smykového namáhání svaru:

$$\tau_{\parallel 1} \leq \tau_{\parallel dovSV} \quad [MPa] \quad (38)$$

Odtud:

$$\tau_{\parallel 2} = \frac{(F_{Přsk} + F_L)}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{(F_{Přsk} + F_L)}{2 \cdot a_3 \cdot L_{SB}} \leq \tau_{\parallel dovSV} = k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$a_1 \geq \frac{(F_{Přsk} + F_L) \cdot k_s}{2 \cdot L_{SB} \cdot R_e \cdot k_4} \geq \frac{(653452 + 715000) \cdot 2}{2 \cdot 1200 \cdot 355 \cdot 0,65} \geq \mathbf{4,94 \text{ mm}}$$

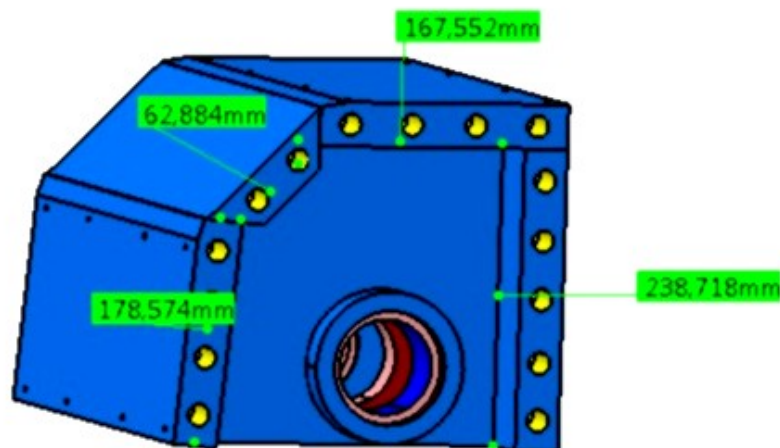
V konstrukčním návrhu jsem uvažoval hloubku svaru na bočnicích:

$$a_1 = \mathbf{8 \text{ mm}}$$

5.5 Kontrola horních výztuh

5.5.1 Kontrola horní přední výztuhy

U kontroly horní přední výztuhy (poz. 1.114; č.v. MAC0152-2015-02) je mezní silou výchozí lamiací síla F_L [N], protože tato síla je, i s bezpečnostním koeficientem, dimenzovaná na zlomení kolejnice. Na této výztuze jsou zavěšeny dva lamiací hydraulické válce.



Obr. 32: Horní přední výztuha.

Kontrola šroubů horní přední výztuhy:

$F_L = 715000 \text{ [N]}$	- lámací síla
$i = 30 \quad [-]$	- počet šroubů
$R_e = 1080 \text{ [MPa]}$	- jmenovitá pevnost v kluzu u šroubu (12.9)
$k_s = 1,5 \quad [-]$	- součinitel statické bezpečnosti - volba
$k = 1,3 \quad [-]$	- bezpečnost proti prokluzu [16]
$f = 0,45 \quad [-]$	- součinitel smykového tření dle tab. 20 – pískovaný šroub

Volba velikosti šroubů – M20

Tabulka 21: Parametry závitu M20. [15]

Průměr závitu d	Rozteč P_h	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
20	2,5	18,376	17,294	16,933

Osová síla F_o [N]:

$$F_o = \frac{k \cdot F_L}{f \cdot i} \quad [N] \quad (39)$$

$$F_o = \frac{1,3 \cdot 715000}{0,45 \cdot 30} = 68851,85 \text{ N}$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{S} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^3} \quad [MPa] \quad (40)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 68851,85}{\pi \cdot 16,933^2} = \mathbf{305,74 \text{ MPa}}$$

Napětí v krutu dle vztahu (36):

$$\tau = \frac{F_0 \cdot tg \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{177302,32 \cdot tg(2,48 + 27,46) \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 16,933^3} = \mathbf{382,2 \text{ MPa}}$$

Úhel stoupání závitu ψ [°] dle vztahu (32):

$$\psi = \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = \mathbf{2,48^\circ}$$

Třecí redukovaný úhel φ' [°] dle vztahu (33):

$$\varphi' = \arctg \frac{0,45}{\cos \frac{60}{2}} = \mathbf{27,46^\circ}$$

Kontrola bezpečnosti šroubu dle vztahu (34):

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{1080}{\sqrt{305,74^2 + 3 \cdot 382,2^2}} = \mathbf{1,63 \geq 1,5} \quad \text{vyhovuje}$$

Výpočet svaru horní přední výztuhy:

$F_L = 715000$ [N]	- lamiací síla nadimenzovaná
$L_{M1} = 152$ [mm]	- maximální délka ramena momentu – viz konstr. návrh
$k_{s2} = 2$ [-]	- koeficient statické bezpečnosti – obvykle pro svary (1,5÷2)
$R_e = 355$ [MPa]	- jmenovitá pevnost v kluzu materiál elektrody: 11523
$k_3 = 0,75$ [-]	- svarový součinitel pro svařování metodou 111 pro ohybové namáhání (dle ČSN 05 0120)
$k_4 = 0,65$ [-]	- svarový součinitel pro svařování metodou 111 pro smykové namáhání (dle ČSN 05 0120)

a_2 [mm] - hloubka svaru
 $\Sigma L_{shpv} = 2590$ [mm] - celková délka svaru na výztuze (obr. 32),
 znásobeno čtyřikrát (počet spojníků)

Ohybové namáhání svaru Dle vztahu (37):

$$\tau_{\perp 1} = \frac{M_{oFL}}{W_{oSV}} = \frac{F_L \cdot L_{M1}}{2 \cdot \frac{a_1 \cdot \Sigma L_{shpv}}{6}} = \frac{3 \cdot F_L \cdot L_{M1}}{a_1 \cdot \Sigma L_{shpv}} \leq \tau_{\perp dovSV} = k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$a_1 \geq \frac{3 \cdot F_L \cdot L_{M1} \cdot k_s}{\Sigma L_{shpv}^2 \cdot R_e \cdot k_3} \geq \frac{3 \cdot 715000 \cdot 152 \cdot 2}{2590^2 \cdot 355 \cdot 0,75} \geq \mathbf{0,37 \text{ mm}}$$

Smykové namáhání svaru Dle vztahu (38):

$$\tau_{\parallel 1} = \frac{F_L}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{F_L}{2 \cdot a_1 \cdot \Sigma L_{shpv}} \leq \tau_{\parallel dovSV} = k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

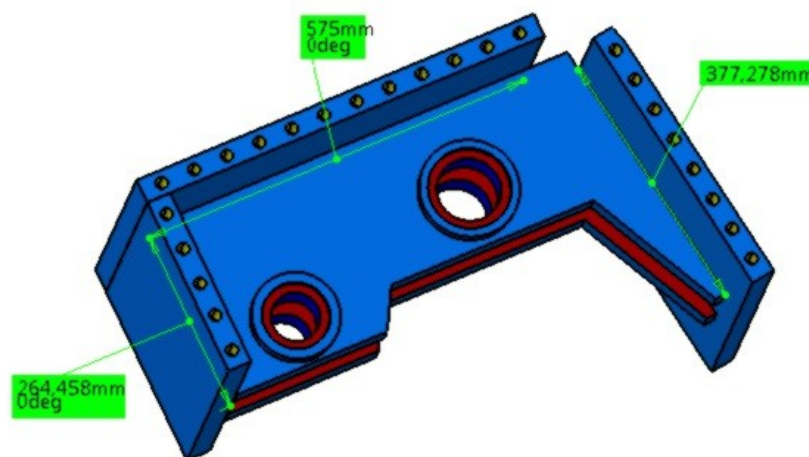
Odtud:

$$a_1 \geq \frac{F_L \cdot k_s}{2 \cdot \Sigma L_{shpv} \cdot R_e \cdot k_4} \geq \frac{715000 \cdot 2}{2 \cdot 2590 \cdot 355 \cdot 0,65} \geq \mathbf{1,2 \text{ mm}}$$

V konstrukčním návrhu uvažuji hloubku svaru na horní přední výztuze:

$$a_1 = \mathbf{5 \text{ mm}} .$$

2.3.2 Kontrola horní zadní výztuhy



Obr. 33: Horní zadní výztuha.

Na horní zadní výztuze (poz. 1.116; č.v. MAC0152-2015-02) jsou zavěšeny přidržovací a vrubovací hydraulický válec. Do výpočtu jsem zahrnul obě zatěžující síly. Detail šroubu pro obě výztuhy (poz. 1.116.8; č.v. MAC0152-2015-02).

Kontrola šroubů zadní výztuhy:

$F_{Přsk} = 653452 \text{ [N]}$	- přidržovací síla
$F_{Vřsk} = 500300 \text{ [N]}$	- vrubovací síla
$i = 50 \text{ [-]}$	- počet šroubů
$R_e = 1080 \text{ [MPa]}$	- jmenovitá pevnost v kluzu u šroubu (12.9)
$k_s = 1,5 \text{ [-]}$	- součinitel statické bezpečnosti - volba
$k = 1,3 \text{ [-]}$	- bezpečnost proti prokluzu [16]
$f = 0,45 \text{ [-]}$	- součinitel smykového tření dle tab. 20 – pískovaný šroub

Volba velikosti šroubů – M20 – tab. 21.

Osová síla F_o [N] dle vztahu (39):

$$F_o = \frac{k \cdot (F_{Přsk} + F_{Vřsk})}{f \cdot i} = \frac{1,3 \cdot (653452 + 500300)}{0,45 \cdot 50} = \mathbf{66661,23 \text{ N}}$$

Napětí v tahu dle vztahu (40):

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^3} = \frac{4 \cdot 66661,23}{\pi \cdot 16,933^2} = \mathbf{296,02 \text{ MPa}}$$

Napětí v krutu dle vztahu (36):

$$\tau = \frac{F_o \cdot tg \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{66661,23 \cdot tg(2,48 + 27,46) \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 16,933^3} = \mathbf{370,04 \text{ MPa}}$$

Kontrola bezpečnosti šroubu dle vztahu (34):

$$k_s = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{1080}{\sqrt{296,02^2 + 4 \cdot 370,04^2}} = \mathbf{1,53 \geq 1,5} \quad \text{vyhovuje}$$

Výpočet svaru horní zadní výztuhy:

$F_{Přsk} = 653452$ [N]	- přidržovací síla
$F_{Vrsk} = 500300$ [N]	- vrubovací síla
$L_{M2} = 353$ [mm]	- maximální délka ramena momentu – viz konstr. návrh
$k_{s2} = 2$ [-]	- koeficient statické bezpečnosti – obvykle pro svary (1,5÷2)
$R_e = 355$ [MPa]	- jmenovitá pevnost v kluzu materiál elektrody: 11523
$k_3 = 0,75$ [-]	- svarový součinitel pro svařování metodou 111 pro ohybové namáhání (dle ČSN 05 0120)
$k_4 = 0,65$ [-]	- svarový součinitel pro svařování metodou 111 pro smykové namáhání (dle ČSN 05 0120)
$a_3 =$ [-]	- hloubka svaru
$\Sigma L_{shzv} = 2430$ [mm]	- celková délka svaru na výztuze (obr. 33), znásobeno dvakrát (počet spojníků)

Ohybové namáhání svaru dle vztahu (37) [16]:

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_{oFPV}}{W_{oSV}} = \frac{(F_{Přsk} + F_{Vrsk}) \cdot L_{M2}}{2 \cdot \frac{a_2 \cdot \Sigma L_{shzv}^2}{6}} = \frac{3 \cdot (F_{Přsk} + F_{Vrsk}) \cdot L_{M2}}{a_2 \cdot \Sigma L_{shzv}^2} \leq \tau_{\perp dovSV} = k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$a_2 \geq \frac{3 \cdot (F_{Přsk} + F_{Vrsk}) \cdot L_{M2} \cdot k_s}{\Sigma L_{shzv}^2 \cdot R_e \cdot k_3} \geq \frac{3 \cdot (653452 + 500300) \cdot 353 \cdot 2}{2430^2 \cdot 355 \cdot 0,75} \geq \mathbf{1,55 \text{ mm}}$$

Smykové namáhání svaru dle vztahu (38):

$$\tau_{\parallel 2} = \frac{(F_{Přsk} + F_{Vrsk})}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{(F_{Přsk} + F_{Vrsk})}{2 \cdot a_2 \cdot \Sigma L_{shzv}} \leq \tau_{\parallel dovSV} = k_4 \cdot \frac{R_e}{k_s}$$

Odtud:

$$a_2 \geq \frac{(F_{Přsk} + F_{Vrsk}) \cdot k_s}{2 \cdot \Sigma L_{shzv} \cdot R_e \cdot k_4} \geq \frac{(653452 + 500300) \cdot 2}{2 \cdot 2430 \cdot 355 \cdot 0,65} \geq \mathbf{2,06 \text{ mm}}$$

V konstrukčním návrhu jsem uvažoval hloubku svaru na horní zadní výztuze:

$$a_2 = \mathbf{5 \text{ mm}}$$

5.6 Výpočet podavače

U výpočtu podavače kolejnic jsem vycházel ze skript VŠB TU Manipulace s materiálem v hutích I. část od Zdeňka Pešata. [17] Uvažuji délku podavače $L_P = 3$ [m].

5.6.1 Dopravní výkon podavače

Dopravní výkon Q_P [t/h] určuje množství souvislého podávání daného materiálu v nepřetržitém hodinovém provozu jakého je podavač schopen.

$$Q_P = 3,6 \cdot S_k \cdot v_P \cdot \rho_k \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (41)$$

$$Q_P = 3,6 \cdot 0,009 \cdot 0,2 \cdot 7850 = \mathbf{50,9} [t \cdot h^{-1}]$$

$$S_k = 0,009 [m^2] \quad - \text{plocha průřezu kolejnice - dle CATIA V5R19}$$

$$v_P = 0,2 [m \cdot s^{-1}] \quad - \text{rychlost podavače}$$

$$\rho_k = 7850 [kg \cdot m^{-3}] \quad - \text{dle tabulek (viz měrná hmotnost oceli) [15]}$$

5.6.2 Výkon elektromotoru

Potřebný výkon elektromotoru P_P [kW]:

$$P_P = c_1 \cdot \frac{K \cdot v_P}{1000 \cdot \eta_P} \quad [kW] \quad (42)$$

$$P_P = 1,4 \cdot \frac{1847 \cdot 0,2}{1000 \cdot 0,9} = \mathbf{0,575 kW} \quad \rightarrow \quad \mathbf{0,75 kW} \quad - \text{dle elektromotoru}$$

$$c_1 = 1,4 [-] \quad - \text{bezpečnostní koeficient za nezahrnuté odpory a provozní prostředí - volba viz } \mathbf{K_2} \text{ (obvykle: } 1,1 \div 1,3)$$

$$\eta_P = 0,9 [-] \quad - \text{mechanická účinnost podavače - volba}$$

5.6.3 Celkový odpor proti pohybu

Celkový odpor proti pohybu K [N]:

$$K = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 \quad [N] \quad (43)$$

$$K = 1736 + 0 + 0 + 111 = \mathbf{1847 N}$$

Odpor při kluzném vedení řetězu K_1 [N]:

$$K_1 = f_1 \cdot (F'_1 + b \cdot h \cdot l \cdot \gamma_s + 2 \cdot G_2) \quad [N] \quad (44)$$

$$K_1 = f_1 \cdot (G_k + 2 \cdot G_2)$$

$$K_1 = 0,3 \cdot (2079 + 2 \cdot 1854) = \mathbf{1736 \text{ N}}$$

$$f_1 = 0,3 \text{ [-]}$$

- koeficient tření mezi řetězem a vodícími lištami rámu -
volba (obvykle: $0,15 \div 0,4$)

$$G_2 = 1854 \text{ [N]}$$

- tíha jedné větve řetězu včetně unašečů

$$F'_1 \quad [N]$$

- Jansenova síla do výpustě

$$b \cdot h \cdot l \cdot \gamma_s = S \cdot l \cdot \gamma_s$$

- tíha materiálu na člancích mimo výpust'

Jansenova síla do výpustě a tíha materiálu na člancích mimo výpust' vyjadřuje sílu materiálu působící na podavač. Používá se pro výpočet sypkého materiálu, který je na podavač sypán z násypky. Pro tuhé těleso jako je kolejnice nelze použít a proto jsem ji musel nahradit silou tuhého materiálu - kolejnice působící na podavač – tíhou kolejnice G_k .

Tíhová síla kolejnice G_k [N]:

$$G_k = \rho_k \cdot S_k \cdot g \cdot L_P \quad [N] \quad (45)$$

$$G_k = 7850 \cdot 0,009 \cdot 9,81 \cdot 3 = \mathbf{2079 \text{ N}}$$

$$L_P = 3 \text{ [m]}$$

- délka podavače

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

- gravitační zrychlení

Odpor z tření na bočním vedení podavače K_2 [N]:

$$K_2 = \mathbf{0 \text{ N}}$$

Kolejnice jako tuhé těleso se nemusí nutně opírat o boční vedení podavače a v případě opěru kolejnice o bočnici se nebude opírat celou svojí tíhou. Proto tento odpor lze pro výpočet zanedbat, ale lze jej začlenit do bezpečnostního koeficientu za nezahrnuté odpory a provozní prostředí - c_1 - jeho zvýšením.

Odpor z trhání materiálu K_3 [N]:

$$K_3 = 0 \text{ N}$$

Tento odpor nelze uvažovat – materiál se odděluje za klidu podavače.

Odpor z tření za vedení v lamačce K_4 [N]:

$$K_4 = f_2 \cdot \rho_k \cdot S_k \cdot g \cdot L_{Lmax} \quad [N] \quad (46)$$

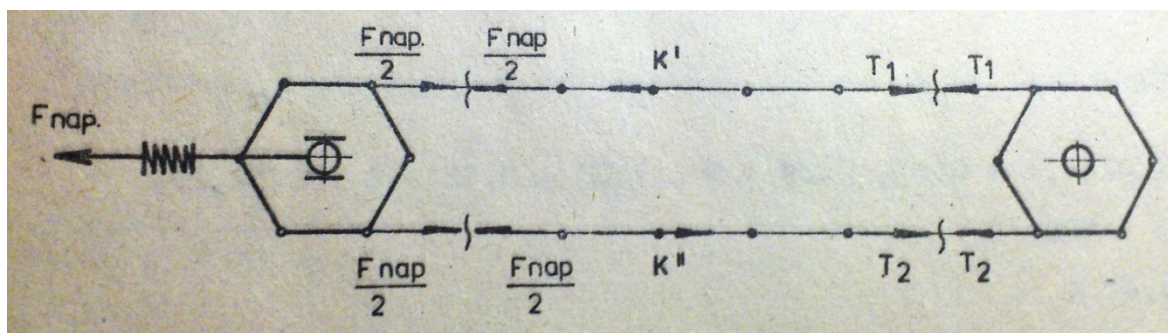
$$K_4 = 0,2 \cdot 7850 \cdot 0,009 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 111 \text{ N}$$

$L_{Lmax} = 0,8$ [m] - maximální délka lámané kolejnice - viz zadání DP

$f_2 = 0,2$ [-] - součinitel tření (ocel - ocel -suché) - volba dle tabulek [15]

5.6.4 Kontrola tažného sponového řetězu

Minimální síla ve sbíhající větvi musí být větší než nula. Z této podmínky se určí napínací síla F_{nap} [N] (viz schéma obr. 34). [17]



Obr. 34: Schéma působících sil při napínání řetězu [17]

Napínací síla F_{nap} [N]:

$$T_2 = \frac{F_{nap}}{2} - K'' \quad [N] \quad (47)$$

$$\text{Podmínky:} \quad T_2 > 0; \quad \frac{F_{nap}}{2} > K''$$

$$F_{nap} = 2 \cdot K'' \quad [N] \quad (48)$$

$$F_{nap} = 2 \cdot 1224 = 2448 \text{ N}$$

Odpory ve vratné větvi K'' [N]:

$$K'' = G_2 \cdot f_1 \cdot c_2 \quad [N] \quad (49)$$

$$K'' = 1854 \cdot 0,3 \cdot 2,2 = \mathbf{1224 \text{ N}}$$

$c_2 = 2,2$ [-] - bezpečnostní koeficient za nezahrnuté odpory
- volba (obvykle: $1,5 \div 3$)

Maximální síla v nabíhající větvi řetězu T_1 [N]:

$$T_1 = \frac{F_{nap}}{2} + K' = \frac{F_{nap}}{2} + (K - K'') \quad [N] \quad (50)$$

$$T_1 = \frac{2448}{2} + (1847 - 1224) = \mathbf{1847 \text{ N}}$$

K' - odpory v pracovní větvi

5.6.5 Dimenzování řetězu na sílu

Síla v řetězu $F_{\check{r}}$ [N]:

$$F_{\check{r}} = T_1 + F_{dyn} \quad [N] \quad (51)$$

$$F_{\check{r}} = 1847 + 175 = \mathbf{2022 \text{ N}}$$

Dynamická síla v řetězu F_{dyn} [N]:

$$F_{dyn} = 3 \cdot a_{max} \cdot m_h \quad [N] \quad (52)$$

$$F_{dyn} = 3 \cdot 0,091 \cdot 641,5 = \mathbf{175 \text{ N}}$$

Maximální zrychlení a_{max} [m/s^2]:

$$a_{max} = \frac{t \cdot \omega_{\check{r}k}^2}{2} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (53)$$

$$a_{max} = \frac{0,063 \cdot 1,7^2}{2} = \mathbf{0,091 \text{ m} \cdot s^{-2}}$$

$t = 0,063$ [m] - rozteč řetězu (příloha B)

Úhlová rychlost $\omega_{řk}$ [s^{-1}]:

$$\omega_{řk} = \frac{v_o}{\frac{D_1}{2}} \quad [s^{-1}] \quad (54)$$

$$\omega_{řk} = \frac{0,2071}{\frac{0,24341}{2}} = 1,7 \text{ } s^{-1}$$

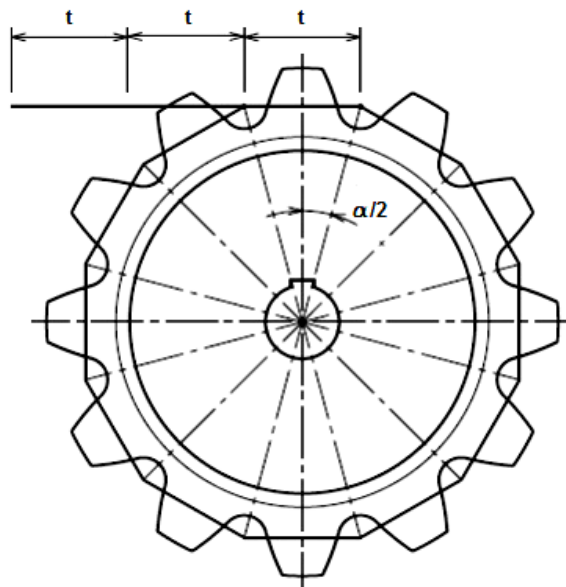
Obvodová rychlost v_o [$m \cdot s^{-1}$]:

$$v_o = \frac{v_P}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (55)$$

$$v_o = \frac{0,2}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)} = 0,2071 \text{ } [m \cdot s^{-1}]$$

$$\alpha/2 = 15 [^\circ]$$

- viz obr. 35



Obr. 35: Schéma řetězového kola.

Roztečná kružnice D_1 [mm]:

$$D_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} \quad [mm] \quad (56)$$

$$D_1 = \frac{63}{\sin\left(\frac{180}{12}\right)} = 243,41 \text{ } mm \quad \rightarrow \quad 0,24341 \text{ } m$$

$$z = 12 [-]$$

- volba

Urychlovací hmota m_h [kg]:

$$m_h = (G_k + G_2) \cdot \frac{c_3}{g} \quad [kg] \quad (57)$$

$$m_h = (2079 + 1854) \cdot \frac{1,6}{9,81} = \mathbf{641,5 \text{ kg}}$$

$c_3 = 1,6$ [-] - koeficient za nezahrnuté hmoty - volba (obvykle 1,2÷2)

5.6.6 Kontrola bezpečnosti řetězu

Bezpečnost řetězu C_B [-]:

$$C_B = \frac{F_P}{F_r} \quad [-] \quad (58)$$

$$C_B = \frac{56000}{2022} = \mathbf{27,7} > 10 \quad \text{řetěz vyhovuje}$$

$F_P = 56$ [kN] - minimální síla řetězu (viz příloha B)

Bezpečnost má být větší než 10.[17]

5.7 Návrh převodovky

5.7.1 Volba elektromotoru

Požadovaný výkon elektromotoru jsem řešil v kapitole 5.6, na jeho základě jsem zvolil elektromotor SIEMENS 1LA7083-4AA, 0.75kW,1395ot [18]. Parametry elektromotoru a výkresová dokumentace viz příloha F.

5.7.2 Stanovení parametrů převodovky

Stanovení výstupních otáček převodovky n_p [ot·min⁻¹]:

$$n_p = \frac{60 \cdot v_P}{\pi \cdot D_1} \quad [ot \cdot min^{-1}] \quad (59)$$

$$n_p = \frac{60 \cdot 0,2}{\pi \cdot 0,24341} = 15,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Převodový poměr i_p [-]:

$$i_p = \frac{n_m}{n_p} \quad [-] \quad (60)$$

$$i_p = \frac{1395}{15,7} = 88,85$$

$n_m = 1395 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ - otáčky elektromotoru (viz příloha F)

Maximální výstupní moment převodovky $M'_{2přmax}$ [N·m]:

$$M'_{2přmax} = M_{mjm} \cdot \frac{M_{mz}}{M_{mjm}} \cdot \frac{n_m}{n_p} \cdot \eta_{př} \quad [N \cdot m] \quad (61)$$

$$M'_{2přmax} = 5,1 \cdot 2,3 \cdot \frac{1395}{15,7} \cdot 0,9 = 938 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$\eta_{př} = 0,9$ [-] - účinnost převodovky - volba

$M_{mjm} = 5,1$ [N·m] - jmenovitý moment elektromotoru (viz příloha F)

$M_{mz}/M_{mjm} = 2,3$ [-] - poměr záběhového momentu elektromotoru k jmenovitému (viz příloha F)

Celkový provozní součinitel S_m [-]:

Aby byla zaručena optimální životnost převodovky v různých pracovních režimech zatížení, používáme při volbě velikostí převodovky tzv. celkový provozní součinitel S_m , který je dán součinem dílčích faktorů, zohledňujících jednotlivé podmínky (tab. 22).[19]

$$S_m = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdot S_4 \quad [-] \quad (62)$$

$$S_m = 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 2,81$$

Tabulka 22: Provozní součinitelé. [19]

S ₁ - faktor zatížení	
1,0	normální rozběh bez rázu, malá urychlovaná hmota (ventilátory, zubová čerpadla, montážní pásy, dopravní šneky, míchačky tekutin, plnicí a balicí stroje)
1,25	rozběh s mírnými rázy, nerovnoměrný provoz, střední urychlovaná hmota (transportní pásy, výtahy, navijáky, hnětačí míchačí stroje, dřevoobráběcí, tiskařské a textilní stroje)
1,5	nestejnoměrný provoz, silné rázy, velká urychlovaná hmota (míchačky betonu, sací čerpadla, kompresory, buchary, válcová stolice, přepravníky pro těžké zboží, ohýbací a lisovací stroje, stroje se střídavým pohybem)
S ₂ - faktor plynulosti provozu	
S ₂	počet sepnutí za hodinu
1,0	0 až 10
1,15	10 až 50
1,3	50 až 100
1,5	100 až 200
S ₃ - faktor provozní doby	
S ₃	počet sepnutí za den
0,8	0 až 4
1,0	4 až 8
1,2	8 až 16
1,3	16 až 24
S ₄ - faktor pohonu	
S ₄	druh elektromotoru
1,0	elektromotor bez brzdy
1,2	elektromotor s brzdou

Výstupní moment převodovky $M'_{2př}$ [N·m]:

$$P_p = M'_{2př} \cdot \omega \cdot \frac{1}{\eta_{př}} \rightarrow M'_{2př} = \frac{P_p \cdot \eta_{př}}{\omega} \quad [N \cdot m] \quad (63)$$

$$M'_{2př} = \frac{P_p \cdot \eta_{př}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_p}{60}} = \frac{60 \cdot 0,75 \cdot 0,9}{2 \cdot \pi \cdot 15,7} = 0,41 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hledaný tabulkový krouticí moment na výstupu převodovky $M''_{2př}$ [Nm]:

$$M''_{2př} = S_m \cdot M'_{2př} \quad [N \cdot m] \quad (64)$$

$$M''_{2př} = 2,81 \cdot 0,41 = 1,15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hledaný tabulkový krouticí moment je menší než maximální výstupní moment převodovky, proto jsem navrhnul převodovku podle maximálního výstupního momentu, převodového poměru a výstupních otáček převodovky.

Výkonové parametry a jmenovité výkony, ze kterých jsem volil převodovku, viz příloha G.

5.7.3 Zvolení elektropřevodovky

Z důvodu prostorové zástavby jsem zvolil kuželočelní převodovku KTM53 - provedení s dutou hřídelí - příruba motoru M=165, motor IEC 80. [19]

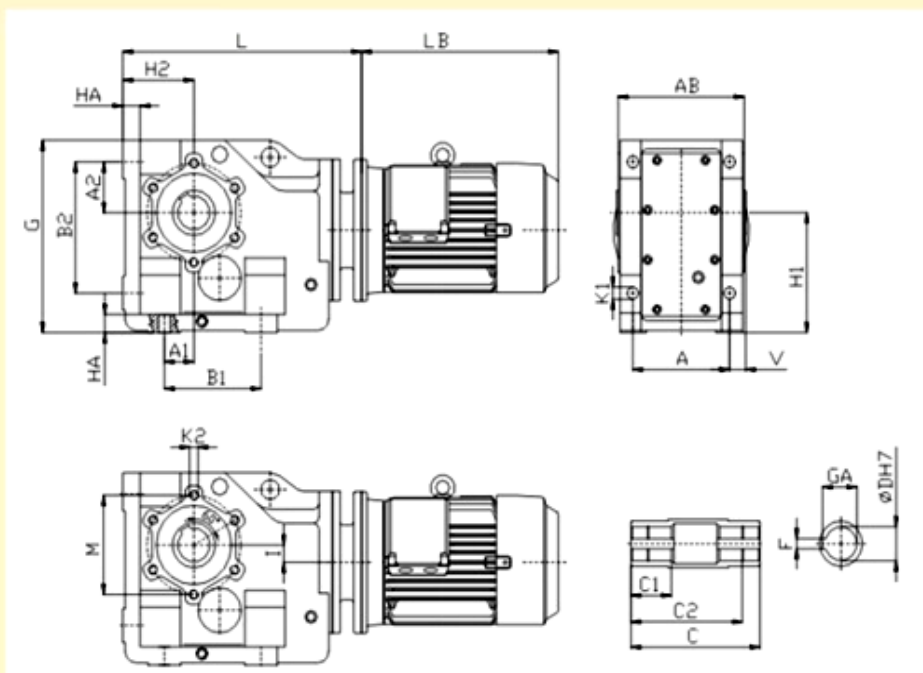
Tabulka 23: Převodovka KTM53. [19]

	A1	B1	A2	B2	H1	H2	HA	L*	I	G	m[kg]
KTM 3	35	130	55	130	112	71	18	307	4	185	24
KTM 4	30	120	65	160	140	90	24	340	15	228	45
KTM 5	40	150	75	200	180	112	27	384(397)	25,88	288	70
KTM 6	55	180	90	232	212	132	32	444(469)	30,42	340	100

	AB	A	V	DH7	K1	K2	M	F	GA	C1	C2	C
KTM 3	146	120	15	35	11	M8	100	10	38,3	50	130	150
KTM 4	173	140	20	40	13,5	M10	110	12	43,1	70	156	180
KTM 5	202	165	22,5	50	17,5	M16	142	14	53,5	70	183	210
KTM 6	230	180	30	60	22	M16	175	18	64,2	80	210	240

* - hodnoty v závorce pro typ motoru 160M (11kW), 160S (15kW)

Provedení s dutou hřídelí



Obr. 36: Zvolená převodovka. [19]

Skutečný maximální výstupní moment převodovky při záběrovém momentu $M_{2přmax}$ [Nm]:

$$M_{2přmax} = M_{mjm} \cdot \frac{M_{mz}}{M_{mjm}} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} \quad [N \cdot m] \quad (65)$$

$$M_{2přmax} = 5,1 \cdot 2,3 \cdot 88,9 \cdot 0,9 = 938,5 \text{ N} \cdot m$$

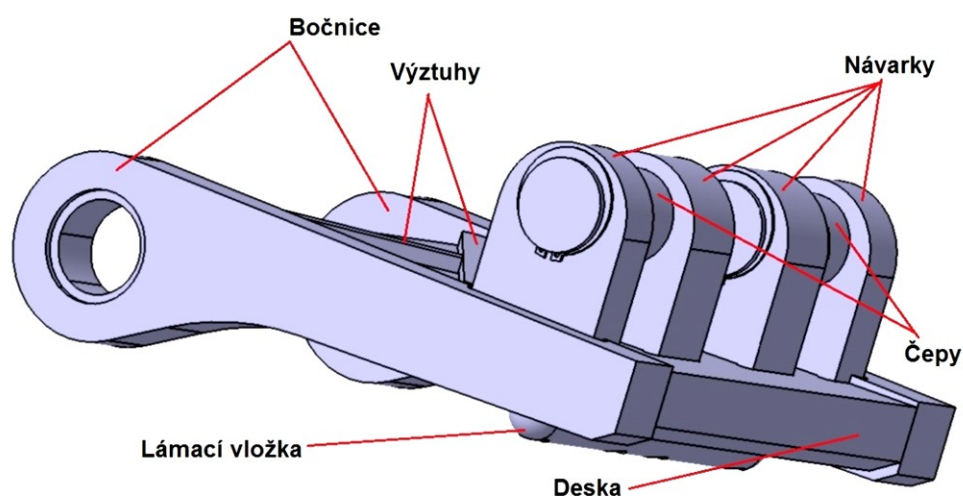
Skutečné výstupní otáčky převodovky $n_{přsk}$ [ot·min⁻¹]:

$$n_{přsk} = \frac{n_m}{i_{př}} \quad [ot \cdot min^{-1}] \quad (66)$$

$$n_{přsk} = \frac{1395}{88,9} = 15,7 \text{ ot} \cdot min^{-1}$$

5.8 Kontrola lamače kolejnic MKP analýzou

Lamač (poz. 1.103; č.v. MAC0152-2015-03) se skládá s několika k sobě důkladně svařených dílů. K desce jsou po bocích přivařeny dvě bočnice, ve kterých jsou dva otvory pro kluzná pouzdra. V pouzdrech jsou uloženy otáčecí čepy, připevněné v bočnicích lamačky. Se shora jsou dokola přivařeny křížně tři výztuhy a čtyři návarky, ve kterých jsou uloženy dva čepy, na které působí hydraulické válce lámací silou. Pro návarky jsou v desce a bočnicích vyfrézovány drážky, pro snížení zátěže na svar. Všechny svařené díly jsou z materiálu 12050, kvůli dalšímu zušlechtění po svaření. Po zušlechtění, jako jedno homogenní těleso, je lamač hotově obroben.

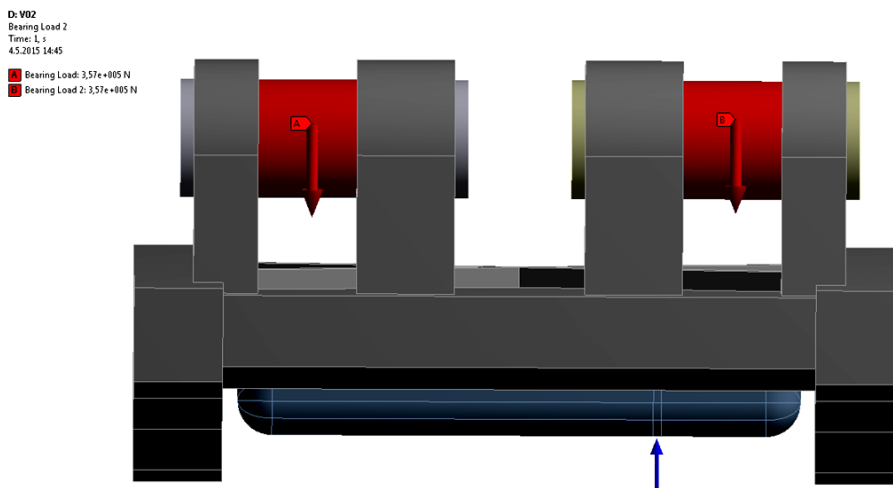


Obr. 37: Lámací ústrojí.

Lamač společně s lámacími čepy a lámací vložkou, která je připevněná v drážce ze spodu k lamači a tlačí do kolejnice, jsem podrobil analýze metodou MKP v softwaru ANSYS.

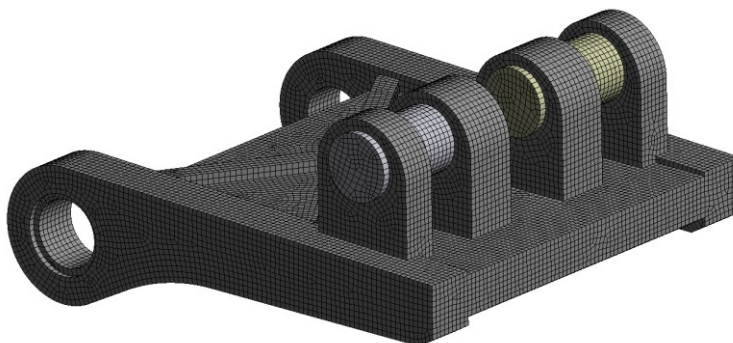
5.8.1 Nastavení výpočtu a podmínek analýzy

Celá sestava je v analýze řešena, jako tři tělesa – lamač, lámací vložka a čepy. Zatěžující lámací sílu F_L jsem umístil na čepy a na vložce, v místě dotyku kolejnice, jsem vytvořil podporu. Tato podpora je vychýlená od svislé osy cca 70 mm (obr. 38), protože lamač nebude na kolejnici tlačit středem (v ose). V otvorech pro otáčecí čepy jsem vytvořil otočnou vazbu.



Obr. 38: Rozmístění sil a podpory.

Nasíťování modelu jsem provedl metodou Hex dominant (hexadredon) (obr. 39) s velikostí elementů 5 mm. Celkový počet elementů byl 107239.



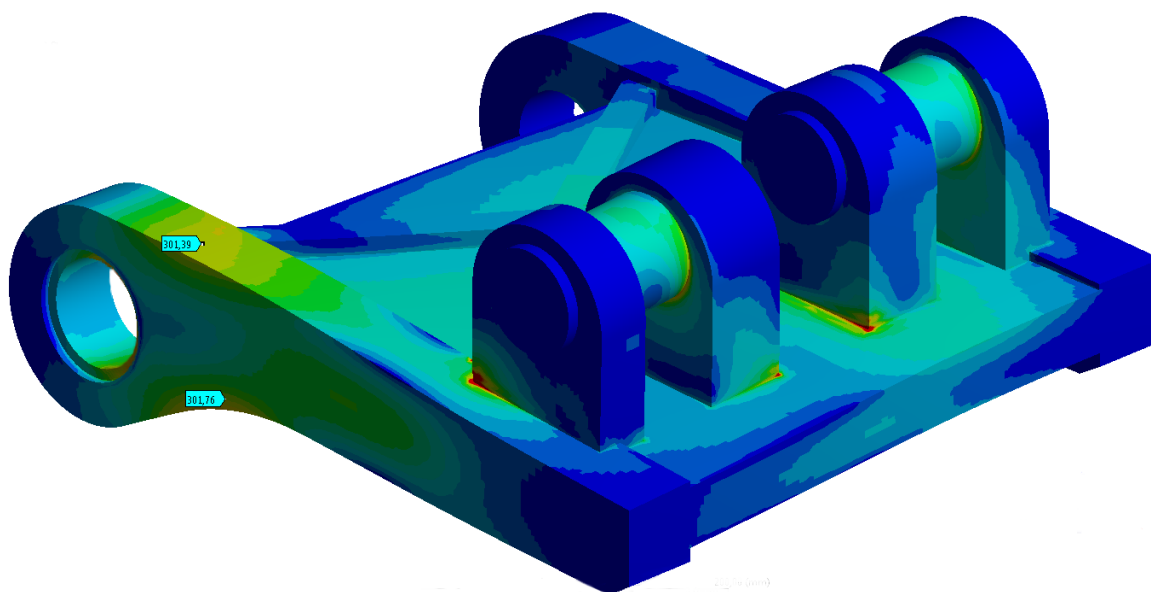
Obr. 39: Nasíťování modelu metodou Hex dominant.

Výpočet analýzy jsem nastavil pro zjištění těchto výsledků:

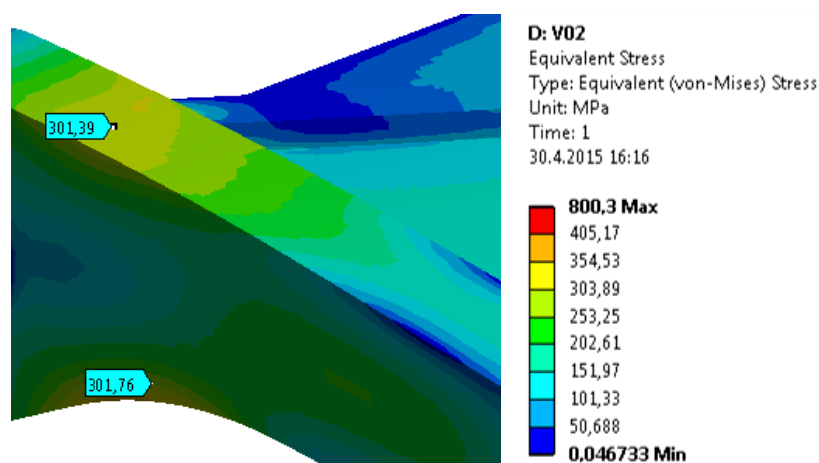
- Celkové deformace (Total Deformation)
- Odpovídajícího napětí v jednotlivých místech hřídele (Equivalent Stress)

5.8.2 Vyhodnocení výsledku

Na obr. 40 a 41 je zobrazeno napětí v jednotlivých místech obou těles. Mě zajímalo hlavně spektrum na lamači, protože kontrolu čepů jsem provedl v kapitole 5.2.3. Na obrázku jsou znázorněny hodnoty největšího napětí v oblastech, které mohou ovlivnit tuhost lamače. Existují tam i místa s vyšší koncentrací napětí, ale v těchto místech jsou vytvořeny konstrukční vruby (např. drážky pro návarky), které budou po svaření vyplněny svarem – což není v simulaci namodelováno. Největší koncentrace napětí $\sigma_{vM \max} = 800,3 \text{ MPa}$ je v místě podpory. Do podpory tlačí lámací vložka vyrobená z nástrojové oceli 1.2358 – kalená 58+2 HRc. Tato ocel je velmi vhodná pro tažné a ohybové tváření.



Obr. 40: Rozmístění koncentrace napětí na lamači.



Obr. 41: Detail nejvyšší vybrané koncentrace napětí do výpočtu.

V místě vrubu nemusí být výpočet přesný. Pokud největší koncentrace napětí nepřesahuje hranici jednoho elementu, tak platí, že čím je velikost elementu menší, tím se velikost koncentrace napětí zvětšuje. Platí tedy limitní funkce: $\lim_{n \rightarrow 0} \left(\frac{1}{n}\right) = \infty$; n = velikost elementu.

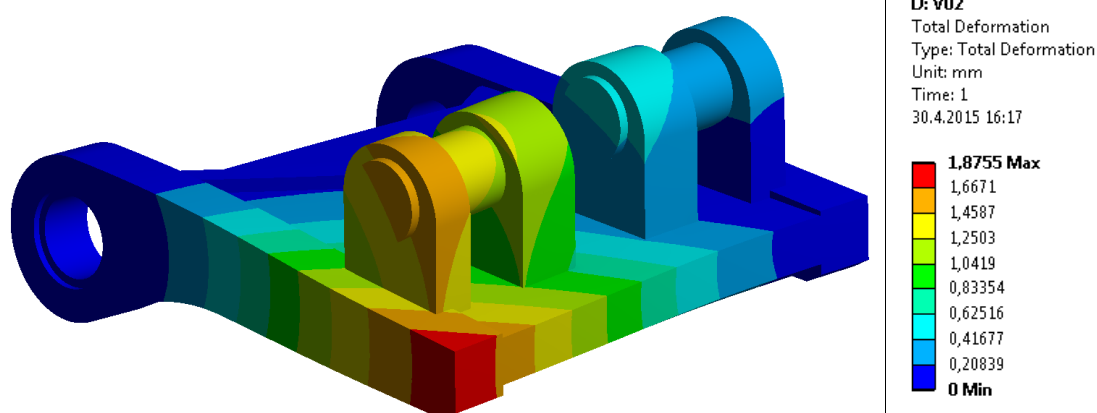
$F_L = 715000 \text{ [N]}$	- lámací síla
$R_e = 460 \text{ [MPa]}$	- mez kluzu lamače (ocel 12050 - zlepšeno) [15]
$k_s = 1,5 \text{ [-]}$	- koeficient statické bezpečnosti - volba
$\sigma_{vM} \text{ [-]}$	- napětí dle von-Mises (viz obr. 39 a 40)

Podmínka maximálního dovoleného napětí:

$$\sigma_{vM} \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k_s} \quad [\text{MPa}] \quad (67)$$

$$301,76 \leq \frac{460}{1,5} = 306,67 \text{ MPa} \quad \textit{splněno}$$

Z důvodu vyosení podpory je velmi důležitá celková deformace desky (obr. 42). K vzhledem k velikosti zátěžové síly ($F_L = 715 \text{ kN}$) je výsledek celkové deformace (1,88 mm) plně dostačující.



Obr. 42: Celková deformace tělesa.

5.9 Určení průtoku a výkonu elektromotoru hydraulického agregátu

Návrh hydraulického obvodu není předmětem této diplomové práce, přesto je třeba znát některé hlavní hodnoty pro případný návrh a z důvodu velikosti celkového zástavbového prostoru.

5.9.1 Výpočet maximálního hydraulického pracovního průřezu

Hydraulické válce pracují ve fázích 2÷5 pracovního cyklu (kap 3.5). Dle těchto jednotlivých fází jsem zvolil maximální průřez S_{\max} [m²], při kterém hydraulické válce pracují.

Pracovní průřezy jednotlivých fází cyklu:

$$S_{f2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Př}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,16^2 = \mathbf{0,0201} \quad [m^2] \quad (68)$$

$$S_{f3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Vr}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,14^2 = \mathbf{0,0154 \, m^2}$$

$$S_{f4} = \frac{\pi}{4} \cdot [2 \cdot d_L^2 + (d_{Vr}^2 - d_{pVr}^2)]$$

$$S_{f4} = \frac{\pi}{4} \cdot [2 \cdot 0,125^2 + (0,14^2 - 0,1^2)] = \mathbf{0,0321 \, m^2} \quad \rightarrow \quad S_{\max}$$

$$S_{f5} = \frac{\pi}{4} \cdot [2 \cdot (d_L^2 - d_{pL}^2) + (d_{Př}^2 - d_{pPř}^2)]$$

$$S_{f5} = \frac{\pi}{4} \cdot [2 \cdot (0,125^2 - 0,09^2) + (0,16^2 - 0,11^2)] = \mathbf{0,0224 \, m^2}$$

Specifikace parametrů jednotlivých HV viz přílohy C÷E.

5.9.2 Návrh elektromotoru dle vypočteného průtoku a výkonu

Výpočet průtoku Q [m³·s⁻¹]:

$$Q = S_{\max} \cdot v_{HV} = 0,0321 \cdot 0,075 = \mathbf{2,4075 \cdot 10^{-3}} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (69)$$

$v_{HV} = 0,075$ [m·s⁻¹] - rychlost zdvihu HV

Výpočet výkonu elektromotoru hydraulického agregátu P [W]:

$$P = \Delta p \cdot Q \quad [W] \quad (70)$$

$$P = p_{ps} \cdot Q = 32,5 \cdot 10^6 \cdot 2,4075 \cdot 10^{-3} = \mathbf{78243,8\ W} \rightarrow \mathbf{78,2\ kW}$$

$$p_{ps} = 32,5 \text{ [MPa]} \quad - \text{ snížený tlak } (32,5 \cdot 10^6 \text{ Pa})$$

Dle vypočteného výkonu zvolen Elektromotor SIEMENS 1LG4283-4AA, 90kW, 1485ot. Specifikace elektromotoru příloha H.

Pro srovnání mohu uvést příklad průtoku a výkonu elektromotoru u lamačky kolejnic firmy ZATO - Eagle Claw, která ke svému provozu potřebuje primární zařízení. Ve svých parametrech (tab. 8) uvádí průtok hydraulické kapaliny 250 l/min při tlaku 200 barů (20 MPa). Podle výpočtového vztahu (70) by tyto hodnoty znamenaly výkon elektromotoru 83,33 kW.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout projekčně – konstrukční návrh lamačky kolejnic, která by zpracovávala vyřazené kolejnice do podoby kovového odpadu.

V úvodu práce jsem se seznámil se samotným předmětem, pro který je lamačka určena – kolejnicí. Zjišťoval jsem především jakost kolejnice, speciálně její mechanické vlastnosti, abych byl schopen určit její nejvyšší mez pevnosti, ze které bych mohl zjistit, jakou potřebuji sílu na její zlomení. Následně jsem se seznámil s výrobcí lámacích zařízení, s jejich produkty a porovnával jejich parametry.

V konstrukčním návrhu jsem zjišťoval případné nejvhodnější varianty řešení daných uzlů. Vyhodnocování variant řešení bylo velmi těsné, ale nakonec jsem se rozhodl pro koncepci kompletního stroje s vrubováním kolejnice s aktivním přidržovačem v podobě hydraulického válce a s článkovým podavačem jako dávkovačem.

Hlavní konstrukční uzly jsem navrhl tak, že přidržovač a vrubovač kolejnice pracují přímočaře vedeni v kluzných deskách a jejich činné části mohou být, v případě opotřebení, snadno vyměněny. Lamač se pohybuje rotačně a tlačí do kolejnice prostřednictvím lámací vložky, taktéž snadno vyměnitelné, momentovou silou na konstantním rameni momentu 0,3 [m], přitom lámací HV se po stlačení pístu pootočí pouze o cca 1,5°. Konstrukce lamačky je snadno smontovatelná, pouze dílčí části jsou k sobě přivařeny.

Článkový podavač jsem navrhl jako řetězový s dvěma paralelními řetězy mezi sebou spojeny unašeči, poháněný elektromotorem přes kuželočelní převodovku, která je umístěna podél podavače.

V závěru práce jsem provedl výpočty řešených konstrukčních uzlů a kontrolu některých důležitých namáhaných spojů. Ikdyž návrh hydraulického obvodu není předmětem této diplomové práce, docela mě překvapila velikost průtoku a potřeba vysokého výkonu hydraulického agregátu pro čtyři hydraulické válce, ale provedené srovnání s vyráběnou lamačkou ukázalo, že existuje zařízení s vyšším výkonem.

V příložené výkresové dokumentaci jsem znázornil pohled na celkovou sestavu lamačky a její hlavní rozměry, pohled na lámací část s detaily konstrukčních uzlů dle výpočtové zprávy, dále pak technický výkres lamače a lámací vložky.

LITERATURA

- [1] Wikipedia: *Kolej*. [online] [cit. 2014-12-26] Dostupné z <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Kolej>>
- [2] Wikipedia: *Kolejnice*. [online] [cit. 2014-12-26] Dostupné z <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Kolejnice>>
- [3] Plášek Otto: *Konstrukce železničního svršku*. [online] [cit. 2014-12-27] Dostupné z <<http://public.rfx.cz/Lienert/Kolejnice.pdf>>
- [4] Žižka j.: *Materály pro kolejnice a výhybky*. [online] [cit. 2014-12-26] Dostupné z <<http://www.fd.cvut.cz/personal/zizkaja5/SMT.pdf>>
- [5] Třinecké železářny: *Kolejnice*. [online] [cit. 2014-12-27] Dostupné z <http://www.trz.cz/pdf/Kolejnice_2010.pdf>
- [6] Botula J.: *Technologie recyklace odpadů*. [cit. 2014-12-26] Učební texty VŠB-TU Ostrava 2008
- [7] Kovář L.: *Lámání kolejnic - 2*. Výukový materiál VŠB – TU Ostrava FS Kat.340. [cit. 2014-12-20]
- [8] Mistra: *Lamačka kolejnic*. [online] [cit. 2014-12-28] Dostupné z <<http://www.mistra.cz/produkty/lamacka-kolejnic/>>
- [9] Schluter maschinenfabrik: *Rail breakers for crushing railway tracks*. [online] [cit. 2014-12-28] Dostupné z <<http://schlueter-maschinenfabrik-de.server22942.isdg.de/Rail-breaker.39.0.html?&L=1>>
- [10] Zato: *Lamače kolejnic*. [online] [cit. 2014-12-28] Dostupné z <<http://www.zatoshredder.cz/railbreakers/eagle-claw/>>
- [11] ATM recyclingsystems: *Cast Iron Breaker*. [online] [cit. 2014-12-28] Dostupné z <<http://www.atm-recyclingsystems.com/products/cast-iron-rail-breaker-arnobreak.html>>
- [12] Alliedgator: *Crack / Crush konfigurace*. [online] [cit. 2014-12-28] Dostupné z <http://www.alliedgator.com/products/multitool/crackcrush_config.htm>

- [13] Boschrexroth: *CDH3 diferenciální válce*. [online] [cit. 2014-12-27]. Dostupné z <<http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&Region=none&VHist=Start,p537326,p537327,p537595&PageID=p543297>>
- [14] Lendfeld P.: *Tváření kovů*. [online] [cit. 2014-12-26]. Skripta TU Liberec FS. Dostupné z <http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/obsah_kovy.htm>
- [15] Vávra P., Leinveber J.: *Strojnické tabulky. (Druhé doplněné vydání) Pomocná učebnice pro školy tech. zaměření*. [cit. 2015-05-1] ALBRA – Pedagogické nakladatelství 2005, ISBN 80 – 7361 – 011 – 6.
- [16] Kaláb K.: *Části spojovací*. [cit. 2015-04-26]. Skripta VŠB TU Ostrava FS – kat. Části a mechanismy strojů. Ostrava 2012
- [17] Pešat Z.: *Manipulace s materiálem v hutích. I. část*. [cit. 2015-4-20]. Skripta VŠB TU FS Ostrava
- [18] Moravec Vlastimil. *Elektromotory SIEMENS*. [online] [cit. 2015-5-1]. Dostupné z <<http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1la7-083-4aa.html>>
- [19] TOS Znojmo: *Kuželočelní převodovky*. [online] [cit. 2015-4-20] Dostupné z <<http://www.tos-znojmo.cz/produkce/ktm/cz/index.htm>>
- [20] SKF: *Ložiska a ložiskové jednotky, mazací systémy, mechatronika, těsnění, služby*. – SKF.cz. [online] [cit. 2015-4-29]. Dostupné z <<http://www.skf.com>>
- [21] Řetězy-van: *Dopravní řetězy*. [online] [cit. 2015-4-30] Dostupné z <http://www.edb.cz/grmat/prosp/D_dopravni.pdf>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Tvary kolejnic [3]	18
Obr. 2: Tvary nejpoužívanější – širokopatní kolejnice [3]	18
Obr. 3: Základní části kolejnice – Hlava kolejnice – Stojina – Pata kolejnice [3]	18
Obr. 4: Schéma technologie lámání. [7]	22
Obr. 5: Schéma principu lamače kolejnic.[7]	22
Obr. 6: Vytvoření vrubu na patce kolejnice. [7]	23
Obr. 7: Provoz na šrotišti.[7]	23
Obr. 8: Lamačka kolejnic – Mistra [8]	24
Obr. 9: Schienenbrecher SB 100 [9]	25
Obr. 10: Lamač kolejnic – Eagle claw – ZATO [10]	26
Obr. 11: ArnoBreak R železniční lamač.[11]	27
Obr. 12: MT ® Series Multi-Tool a Rail Breaker Teeth [12]	28
Obr. 13: Řetězový – článkový podavač Arnobreak R. [11]	35
Obr. 14: Lamačka kolejnic	37
Obr. 15: Lámací část – vnitřní pohled a podélný řez	37
Obr 16: Části kostry lamačky.	38
Obr. 17: Lámací sestava	39
Obr. 18: Vrubovací sestava	40
Obr. 19: Přidržovací sestava.	41
Obr. 20: Hlavní části podavače lamačky.	42
Obr. 21: Detail hnací části podavače.	43
Obr. 22: Detail zadní části podavače.	43
Obr. 23: Obslužná část	44
Obr. 24: Schematické znázornění kolejnice R320Cr dle Catia V5R19	46
Obr 25: Detail vrubu na kolejnici znázorňující velikost plochy průřezu ve střižné rovině.	49
Obr. 26: Uložení čepu na vrubovacím HV a průběh napětí	50
Obr. 27: Uložení a průběh ohybového napětí horního čepu.	53

Obr. 28: Uložení a průběh ohybového napětí spodních čepů.	55
Obr. 29: Rozdělení šroubu pro výpočet jeho tuhosti v tahu. [16].....	58
Obr. 30: Rozložení tlaku (deformace) přírub u průběžného šroubového spoje a u závrtného šroubového spoje. [16].....	59
Obr. 31: Délka kratšího svaru na bočnici.	64
Obr. 32: Horní přední výztuha.	66
Obr. 33: Horní zadní výztuha.	68
Obr. 34: Schéma působících sil při napínání řetězu [17].....	73
Obr. 35: Schéma řetězového kola.	75
Obr. 36: Zvolená převodovka. [19]	79
Obr. 37: Lámací ústrojí.	80
Obr. 38: Rozmístění sil a podpory.	81
Obr. 39: Nasít'ování modelu metodou Hex dominant.	81
Obr. 40: Rozmístění koncentrace napětí na lamači.	82
Obr. 41: Detail nejvyšší vybrané koncentrace napětí do výpočtu.	82
Obr. 42: Celková deformace tělesa.	83

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Mechanické vlastnosti kolejnic [4]	19
Tabulka 2: Chemické složení kolejnicové oceli (*)[%] [4]	20
Tabulka 3: Chemické složení a mech. vlastnosti širokopatných kolejnic dle TŽ [5]	20
Tabulka 4: Porovnání tvrdosti podle Vickers-Brinell-Rockwell.	21
Tabulka 5: Parametry lamače kolejnic Schlütter.[7]	23
Tabulka 6: Technické parametry stroje Mistra. [8]	24
Tabulka 7: Technické parametry stroje Schienenbrecher. [9]	25
Tabulka 8: Technické údaje Eagle claw. [10]	26
Tabulka 9: Technická data ArnoBreak R. [11]	27
Tabulka 10: Technické údaje nejmenšího a největšího typu nástavby. [12]	28
Tabulka 11: Požadavkový list	29
Tabulka 12: Volba konstrukční koncepce.	30
Tabulka 13: Hrubá stavební struktura / morfologická matice lamačky.	31
Tabulka 14: Varianty řešení hlavních uzlů lamačky	32
Tabulka 15: Stanovení druhu podavače	33
Tabulka 16: Hrubá stavební struktura / morfologická matice podavače.	34
Tabulka 17: Varianty řešení hlavních uzlů podavače.	34
Tabulka 18: Pracovní cyklus lamačky v jednotlivých fázích.	35
Tabulka 19: Parametry závitu M30. [15]	57
Tabulka 20: Součinitel smykového tření na závitu f_z [-]. [16]	62
Tabulka 21: Parametry závitu M20. [15]	66
Tabulka 22: Provozní součinitelé. [19]	78
Tabulka 23: Převodovka KTM53. [19]	79

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A	Katalogový list k ložiskovému tělesu SKF
Příloha B	Katalogový list dopravního řetězu
Příloha C	Specifikace lámacího HV
Příloha D	Specifikace vrubovacího HV
Příloha E	Specifikace přídržovacího HV
Příloha F	Parametry a výkresová dokumentace elektromotoru 0,75 kW
Příloha G	Parametry převodovky
Příloha H	Parametry a výkresová dokumentace elektromotoru 90 kW
Příloha I	Seznam výkresové dokumentace
Příloha J	CD s kompletními daty k diplomové práci

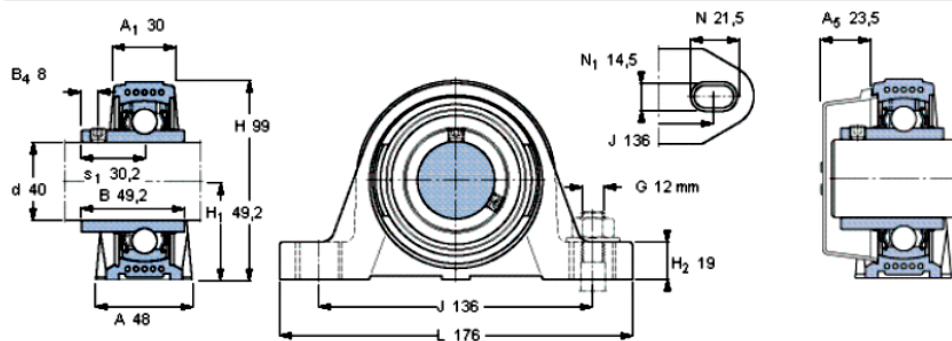
Příloha A.

Katalogový list k ložiskovému tělesu SKF. [20]



Stojaté ložiskové jednotky Y, Y-TECH těleso, zajištění stavěcím šroubem

Základní rozměry					Základní hodnoty zatížení		Označení	Těleso	Ložisko
d	A	H	H1	L	dynamické C	statické C0	Ložisková jednotka		
mm					kN		-		
40	48	99	49,2	176	30,7	19	SYK 40 TF	SYK 508	YAR 208-2F



Stavěcí šroub

Doporučený utahovací moment [Nm]

Šestihranný klíč velikost [mm]

Koncový kryt

M8x1

6,5

4

ECY 208

Příloha B

Katalogový list dopravního řetězu M56 typ B dle ČSN 06 0401. [21]

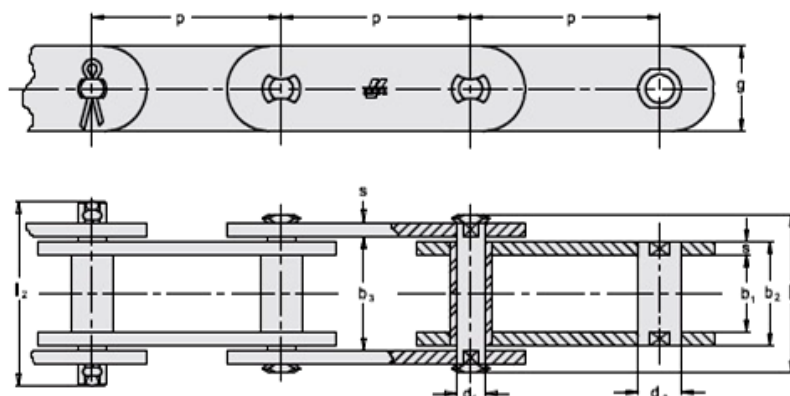
Dopravní řetězy - Plný rádius - dle DIN 8167, ISO 1977, ČSN 26 0401

Förderketten - Vollradius - nach DIN 8167, ISO 1977

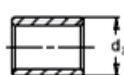
Conveyor chains - Full radius - to DIN 8167, ISO 1977

Конвейерные цепи - Полный радиус - согласно DIN 8167, ISO 1977

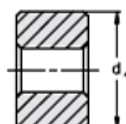
Zobrazeno: Typ B - bez kladek • Dargestellt: Typ B - ohne Rollen
 Illustrated: Type B - without rollers • Изображено: Тип В - без роликов



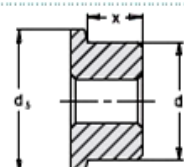
Kladky - DIN 8169 • Rollen - DIN 8169 • Rollers - DIN 8169 • Ролики - DIN 8169



Typ S
 Malá kladka
 Schonrolle
 Small roller
 Небольшой ролик



Typ P
 Velká kladka
 Laufrolle
 Plain roller
 Большой ролик



Typ F
 Kladka s nákokem
 Bundlaufrolle
 Flanged roller
 Ролик с фланцем

ISO Nor. ISO Nr. ISO St. Cr. ISO	p mm							b ₁ mm min	b ₂ mm max	b ₃ mm min	d ₁ mm	d ₂ mm B	d ₃ mm S	d ₄ mm P	d ₅ mm F	x mm	l ₁ mm max	l ₂ mm max	g mm	s mm	f mm ²	F _k kN min	F _k kN
*M 20	40	50	63	80	100	125	160	16	22	22,2	6,0	9,0	12,5	25	30	11,5	35	49	18	2,5	132	20	2,85
*M 28	50	63	80	100	125	160	200	18	25	25,2	7,0	10,0	15,0	30	36	13,0	40	56	20	3,0	175	28	4,00
*M 40	63	80	100	125	160	200	250	20	28	28,3	8,5	12,5	18,0	36	42	14,0	45	63	25	3,5	238	40	5,71
M 56	63	80	100	125	160	200	250	24	33	33,3	10,0	15,0	21,0	42	50	17,5	52	72	30	4,0	330	56	8,00
M 80	80	100	125	160	200	250	315	28	39	39,4	12,0	18,0	25,0	50	60	20,5	62	86	35	5,0	468	80	12,42
M 112	80	100	125	160	200	250	315	32	45	45,5	15,0	21,0	30,0	60	70	23,0	73	101	40	6,0	675	112	16,00

* Čepy a pouzdra nejsou ploškovány.

* Bolzen und Buchsen ohne Verdrehungsschutz.

* Pins and bushes not flatted.

* На роликах не образованы плоскости

Na požádání:

Auf Wunsch:

Upon request:

По требованию:

- zavařeně čepů a pouzdra
- řetězy se zvětšenými tolerancemi
- řetězy se zvýšenou pevností
- zinkované, nerezové provedení
- řetězová kola

- geschweisste Bolzen und Buchsen
- mit vergrößertem Gelenkspiel
- mit erhöhter Festigkeit
- verzinkte, rostfreie Ausführung
- Kettenräder

- welded pins and bushes
- bigger clearances
- higher breaking load
- zinc or stainless steel version
- sprockets and wheels

- сваренные валики и втулки
- цепи с повышенными допусками
- цепи с повышенной прочностью
- оцинкованное, нержавеющее исполнение
- звездочки



Počet článků řetězu - 108 [-]

Délka řetězu - 6804 [mm]

Příloha C

Parametry a výkresová dokumentace lámacího HV. [13]

Configuration documentation Mill type cylinder

Rexroth
Bosch Group

Model code CDH3MP3/125/90/150A3X/B11CSUMW

Description

Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	H3	Range H3
Mounting types	MP3	Plain rear clevis at cap end
Bore diameter	125	D = 125 mm
Piston rod diameter	90	d = 90 mm
Stroke length	150	Stroke length = 150 mm
Design principle	A	Flanged head and cap
Component series	3X	30 to 39 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	B	according to ISO 1179-1 (pipe thread ISO 228-1) EE = G 1 1/4 D4 = 58 (max. 0.5 mm deep)
Line connection/located at head	1	Top - viewed on the piston rod
Line connection/located at base	1	Top - viewed on the piston rod
Piston rod version	C	Hard chromium-plated
Piston rod end	S	With self-aligning clevis fitted CGAS KK = M80x3 CH = 195 CN = 70
End position cushioning	U	Without
Seal version	M	Standard sealing system (for mineral oil HL, HLP and HFA)
Option	W	Without option
Color composition		BR standard primer
Corrosion category		Class I R1

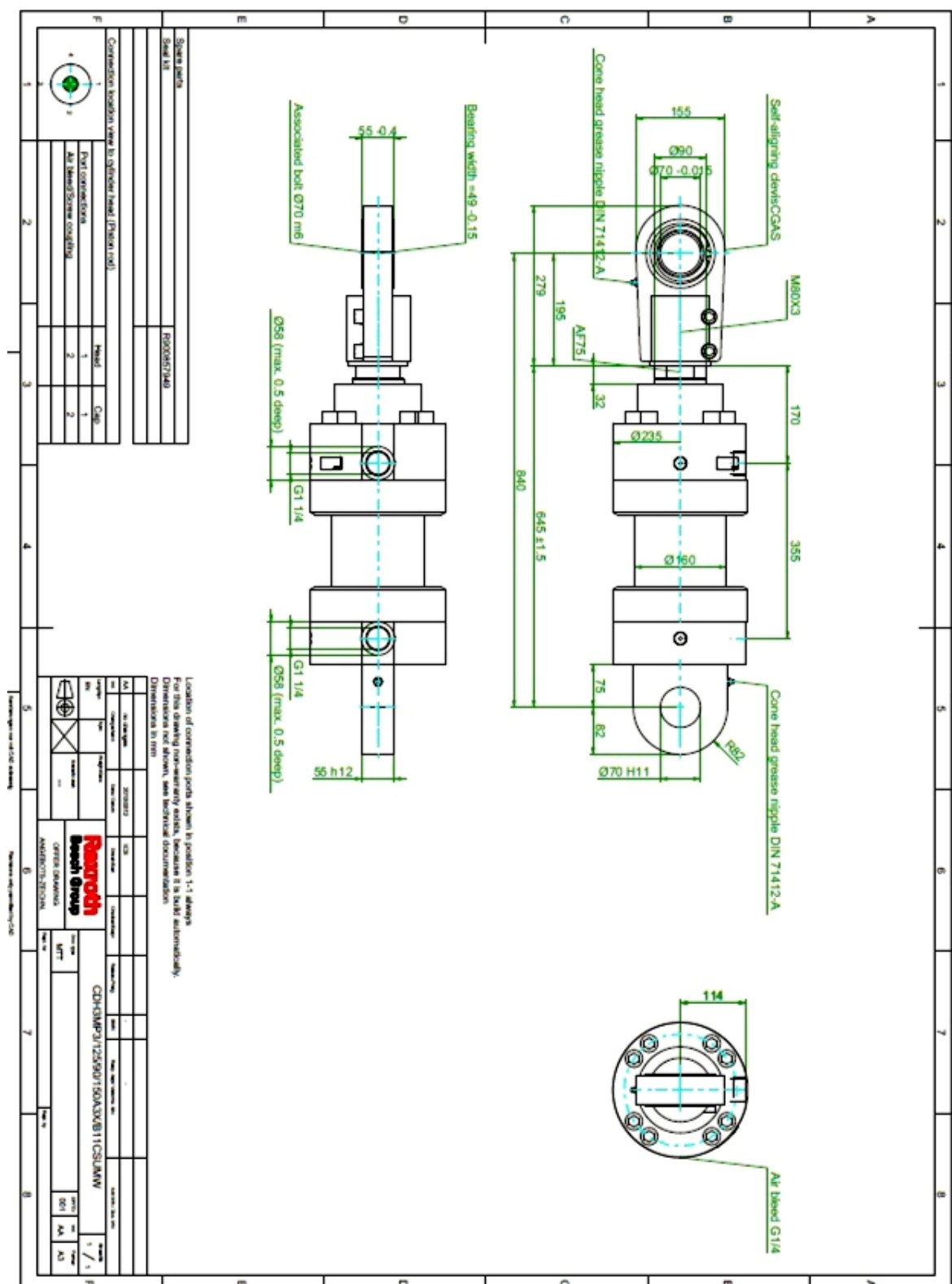


Properties:
240 h salt spray test SST (DIN EN ISO 9227)
240 h condensation test KKT (DIN EN ISO 6270-2)
Total dry film thickness: min. 40 µm

Application indoors:
Application area e.g. hall atmosphere
Humidity > 60%, no thermal load

Application outdoors:
not suitable for outdoor weather conditions
RAL color value RAL5010 (gentian blue)

Color



Příloha D

Parametry a výkresová dokumentace vrubovacího HV. [13]

Configuration documentation Mill type cylinder

Rexroth
Bosch Group

Model code CDH3MP3/140/100/100A3X/B11CGUMW

Description

Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	H3	Range H3
Mounting types	MP3	Plain rear clevis at cap end
Bore diameter	140	D = 140 mm
Piston rod diameter	100	d = 100 mm
Stroke length	100	Stroke length = 100 mm
Design principle	A	Flanged head and cap
Component series	3X	30 to 39 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	B	according to ISO 1179-1 (pipe thread ISO 228-1) EE = G 1 1/4 D4 = 58 (max. 0.5 mm deep)
Line connection/located at head	1	Top - viewed on the piston rod
Line connection/located at base	1	Top - viewed on the piston rod
Piston rod version	C	Hard chromium-plated
Piston rod end	G	Thread for self-aligning clevis CGA, CGAK, plain clevis head CSA KK = M80x2 A = 80 NV = 85
End position cushioning	U	Without
Seal version	M	Standard sealing system (for mineral oil HL, HLP and HFA)
Option	W	Without option
Color composition		BR standard primer
Corrosion category		Class I R1



Properties:

240 h salt spray test SST (DIN EN ISO 9227)
240 h condensation test KKT (DIN EN ISO 6270-2)
Total dry film thickness: min. 40 µm

Application indoors:

Application area e.g. hall atmosphere
Humidity > 60%, no thermal load

Application outdoors:

not suitable for outdoor weather conditions
RAL color value RAL5010 (gentian blue)

Color

Příloha E

Parametry a výkresová dokumentace přídržovacího HV. [13]

Configuration documentation Mill type cylinder

Rexroth
Bosch Group

Model code CDH3MP3/160/110/120A3X/B11CGUMW

Description

Mode of operation	CD	Single rod cylinder
Range	H3	Range H3
Mounting types	MP3	Plain rear clevis at cap end
Bore diameter	160	D = 160 mm
Piston rod diameter	110	d = 110 mm
Stroke length	120	Stroke length = 120 mm
Design principle	A	Flanged head and cap
Component series	3X	30 to 39 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	B	according to ISO 1179-1 (pipe thread ISO 228-1) EE = G 1 1/2 D4 = 65 (max. 0.5 mm deep)
Line connection/located at head	1	Top - viewed on the piston rod
Line connection/located at base	1	Top - viewed on the piston rod
Piston rod version	C	Hard chromium-plated
Piston rod end	G	Thread for self-aligning clevis CGA, CGAK, plain clevis head CSA KK = M100x2 A = 100 NV = 95
End position cushioning	U	Without
Seal version	M	Standard sealing system (for mineral oil HL, HLP and HFA)
Option	W	Without option
Color composition		BR standard primer
Corrosion category		Class I R1



Properties:

240 h salt spray test SST (DIN EN ISO 9227)
240 h condensation test KKT (DIN EN ISO 6270-2)
Total dry film thickness: min. 40 µm

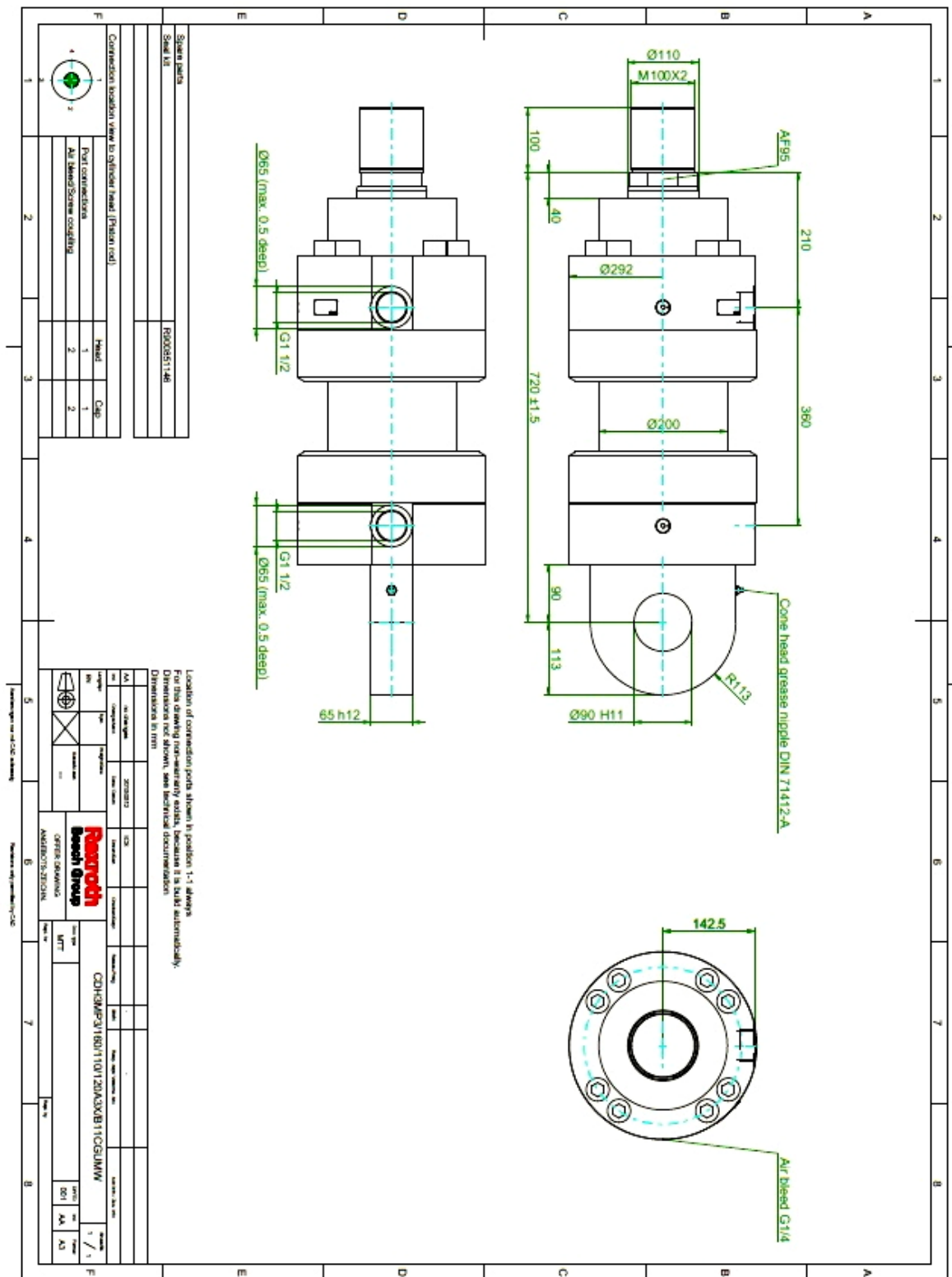
Application indoors:

Application area e.g. hall atmosphere
Humidity > 60%, no thermal load

Application outdoors:

not suitable for outdoor weather conditions
RAL color value RAL5010 (gentian blue)

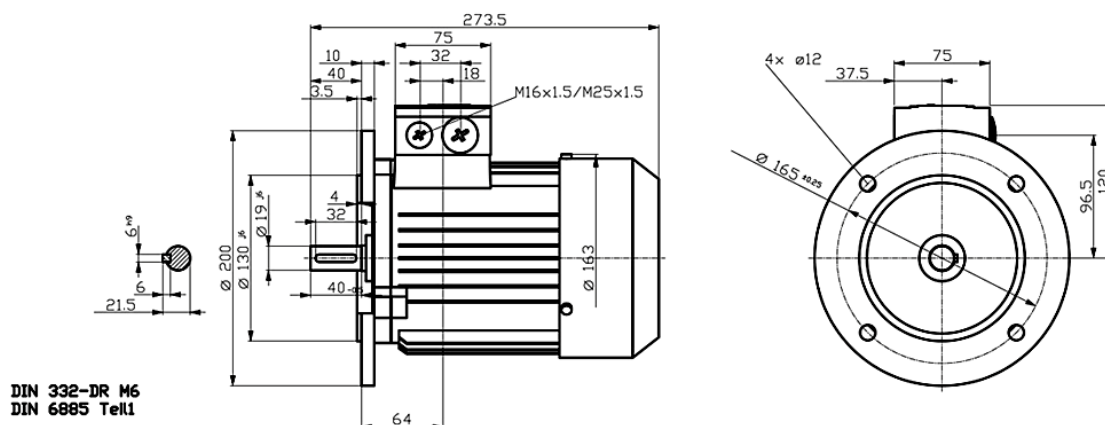
Color



Příloha F

Technický výkres elektromotoru SIEMENS 1LA7083-4AA, 0.75kW,1395ot. [18]

Vlastimil Moravec
Elektromotory



1LA7083-4AA, 0,75kW, 1395ot, přírubový, IM B5

Tabulka parametrů elektromotoru.

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momentová třída	Momentová charakteristika	Moment setrvačnosti	Hmotnost
		Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže	Účinnost η	Účinek $\cos \varphi$	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment		Mz/Mn	Ik/In	Mmax/Mn		Diagram č.	J	Tvar IM B3
			100%	75%				při přímém spouštění						
4-pól, 1500 min ⁻¹ , 50Hz														
kW			min ⁻¹	%	%	A	N m	-	-	-	KL	(str. 16)	kg m ²	kg
0,06	56	1LA7 050-4AB..	1350	56	55	0,77	0,20	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,09	56	1LA7 053-4AB..	1350	58	57	0,77	0,29	1,9	2,6	1,9	13	12	0,00027	3,0
0,12	63	1LA7 060-4AB..	1350	55	54	0,75	0,42	1,9	2,8	2,0	13	12	0,0003	3,5
0,18	63	1LA7 063-4AB..	1350	60	60	0,77	0,56	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0004	4,1
0,25	71	1LA7 070-4AB..	1350	60	60	0,79	0,76	1,9	3,0	1,9	13	12	0,0006	4,8
0,37	71	1LA7 073-4AB..	1370	65	65	0,80	1,03	1,9	3,3	2,1	13	12	0,0008	6,0
0,55	80	1LA7 080-4AA..	1395	67	67	0,82	1,45	2,2	3,9	2,2	16	3	0,0015	8,0
0,75	80	1LA7 083-4AA..	1395	72	72	0,81	1,86	2,3	4,2	2,3	16	3	0,0018	9,4
1,1	90S	1LA7 090-4AA..	1415	77	77	0,81	2,55	2,3	4,6	2,4	16	2	0,0028	12,3
1,5	90L	1LA7 096-4AA..	1420	79	79	0,81	3,4	2,4	5,3	2,6	16	3	0,0035	15,6
2,2	100L	1LA7 106-4AA..	1420	82	82,5	0,82	4,7	2,5	5,6	2,8	16	3	0,0048	21,5
3	100L	1LA7 107-4AA..	1420	83	83,5	0,82	6,4	2,7	5,6	3,0	16	3	0,0058	24,5
4	112M	1LA7 113-4AA..	1440	85	85,5	0,83	8,2	2,7	6	3,0	16	2	0,011	31,0
5,5	132S	1LA7 130-4AA..	1455	86	86	0,81	11,4	2,5	6,3	3,1	16	3	0,018	42,5
7,5	132M	1LA7 133-4AA..	1455	87	87,5	0,82	15,2	2,7	6,7	3,2	16	3	0,024	49,0
11	160M	1LA7 163-4AA..	1460	88,5	89	0,84	21,5	2,2	6,2	2,7	16	3	0,040	68,0
15	160L	1LA7 166-4AA..	1460	90	90,2	0,84	28,5	2,6	6,5	3,0	16	3	0,052	93,5

Příloha G

Výkonové parametry volené převodovky. [19]

P ₁ [kW]	Převod i	50 Hz			Typ převodovky	Fr [N]
		n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	S _f		
0,75					KTM	
	77,2	18,1	362	4,1	KTM 53	16700
	78,3	17,8	358	1,9	KTM 43	13000
	82,6	16,9	377	3,8	KTM 53	16700
	85,8	16,3	392	1,8	KTM 43	13000
	88,9	16,7	406	3,3	KTM 53	16700
	94,3	14,8	431	1,6	KTM 43	13000
	103,6	13,5	473	3,0	KTM 53	16800
	104,2	13,4	476	1,4	KTM 43	13000
	114,3	12,2	522	1,3	KTM 43	13000
	121,9	11,4	557	2,4	KTM 53	16900
	124,2	11,2	567	1,2	KTM 43	13000
	144,4	9,7	659	3,7	KTM 63	30000

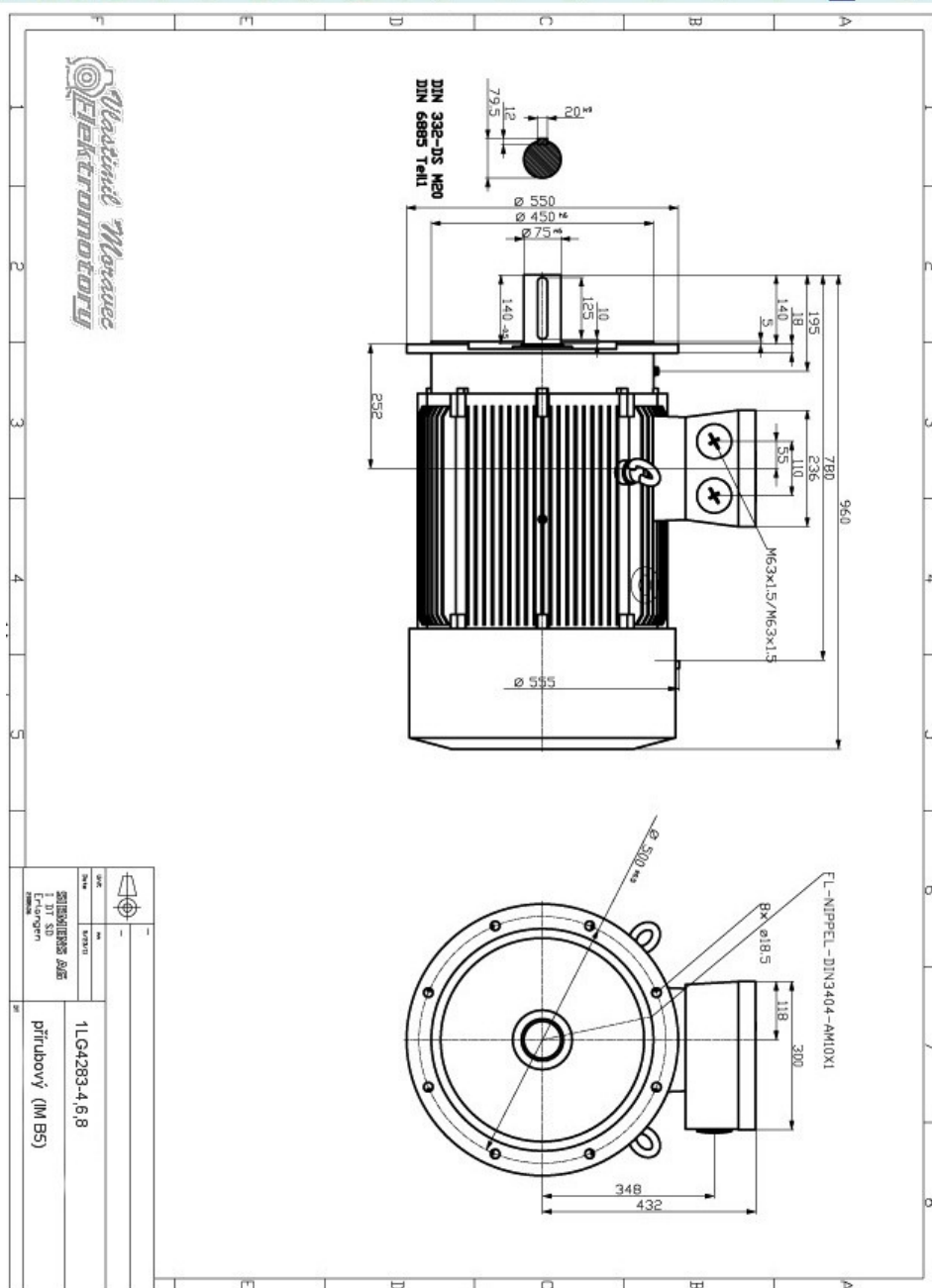
Jmenovité výkony volené převodovky. [19]

KTM 53			
Převod i	Max.výstupní kroutící moment M _{k2max} [Nm]	Výstupní otáčky n ₂ [1/min]	Max. výkon na vstupu P ₁ [kW]
8,1	700	176,0	13,0
10,6	900	134,1	13,0
12,8	1100	110,7	13,0
13,0	1100	108,8	13,0
15,1	1300	93,9	13,0
17,1	1300	82,9	12,0
20,7	1400	68,5	10,5
24,5	1500	58,0	9,3
30,7	1500	46,3	7,6
36,1	1500	39,3	6,6
44,3	1500	32,1	5,2
51,5	1400	27,6	4,4
57,8	1400	24,6	3,8
66,2	1500	21,8	3,8
70,0	1400	20,3	3,2
72,0	1500	19,7	3,3
77,2	1500	18,4	3,0
82,6	1400	17,2	2,8
88,9	1400	16,0	2,4
103,6	1400	13,7	2,2
121,9	1400	11,6	1,8
149,4	1300	9,5	1,4
173,9	1300	8,2	1,2
220,1	1400	6,5	1,0
243,1	1400	5,8	0,9
260,4	1300	5,5	0,8
300,0	1300	4,7	0,7

Příloha H

Parametry a výkresová dokumentace elektromotoru SIEMENS 1LG4283-4AA, 90kW, 1485ot. [18]

Jmeno- výkon	Velikost	Objednací číslo	Třída účinnosti dle IEC	Jmeno- vitá otáčky	Účinnost η při 4/4 jmenovitého výkonu	Účinek $\cos \varphi$ při 4/4 jmenovitého výkonu	Jmeno- vitý proud při 400 V	Jmeno- vitý moment	Poměrný zaběrný moment při přímém momentu	Poměrný zaběrný proud spouštění na síť v násobcích jmenovitého proudu	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída KL	Momen- tové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvač- nosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca		
kW		Zkrácené označení (číslíce) pro napětí a tvar viz tabulka níže	IE.	min ⁻¹	%	%	A	Nm	-	-	-			kgm ²	kg		
1500 min ⁻¹ , 4 pólové, 50Hz																	
18,5	180 M	1LG4 183-4AA.. ¹⁾ IE1	1465	1465	89,3	89,7	0,84	0,77	35,5	121	2,4	6,7	3,1	16	3	0,099	140
22	180 L	1LG4 186-4AA.. ¹⁾ IE1	1465	1465	89,9	90,4	0,84	0,78	42	143	2,5	6,9	3,2	16	3	0,117	155
30	200 L	1LG4 207-4AA.. ¹⁾ IE1	1465	1465	90,7	91,1	0,85	0,80	56	196	2,5	6,7	3,4	16	3	0,191	205
37	225 S	1LG4 220-4AA.. ¹⁾ IE1	1475	1475	91,2	91,6	0,85	0,82	69	240	2,5	6,7	3,1	16	3	0,374	265
45	225 M	1LG4 223-4AA.. ¹⁾ IE1	1475	1475	91,7	92,2	0,86	0,83	82	291	2,7	7,2	3,2	16	3	0,447	300
55	250 M	1LG4 253-4AA.. ¹⁾ IE1	1480	1480	92,1	92,4	0,85	0,82	101	355	2,4	6,1	2,8	16	4	0,688	390
75	280 S	1LG4 280-4AA.. ¹⁾ IE1	1485	1485	92,7	92,6	0,85	0,80	137	482	2,5	7,1	3,0	16	4	1,19	535
90	280 M	1LG4 283-4AA.. ¹⁾ IE1	1485	1485	93,0	93,0	0,86	0,82	162	579	2,5	7,4	3,0	16	4	1,39	580
110	315 S	1LG4 310-4AA.. ¹⁾ IE1	1488	1488	93,3	93,3	0,85	0,82	200	706	2,5	6,4	2,8	16	4	1,94	730
132	315 M	1LG4 313-4AA.. ¹⁾ IE1	1488	1488	93,5	93,5	0,85	0,82	240	847	2,7	6,8	2,9	16	4	2,31	810
160	315 L	1LG4 316-4AA.. ²⁾ IE1	1486	1486	93,8	93,9	0,86	0,85	285	1028	2,7	6,8	2,8	16	4	2,88	955
200	315 L	1LG4 317-4AA.. ²⁾ IE1	1486	1486	94,0	94,2	0,88	0,86	350	1285	2,6	6,5	2,8	16	4	3,46	1060



Příloha I

Seznam výkresové dokumentace:

Číslo výkresu	List	Název
MAC0152-2015	01	Lamačka kolejnic - sestava
MAC0152-2015	02	Lámací část - sestava
MAC0152-2015	03	Lamač
MAC0152-2015	04	Lámací vložka

Příloha J

CD disk s kompletními daty diplomové práce.